

Brennverfahren mit Kompressionszündung für alternative Kraftstoffe

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. (FH) Aiko Mork
geb. am 22. April 1980 in Aurich

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke
Prof. Dr.-Ing. Eckart Müller

Promotionskolloquium am 28. Juni 2011

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Konzernforschung der Volkswagen AG in der Abteilung Antriebe Dieselmotoren.

Mein besonderer Dank für die wissenschaftliche Betreuung und Unterstützung sowie die Übernahme des Hauptreferates gilt dem Lehrstuhlleiter des Institutes für Mobile Systeme der Otto-von-Guerike-Universität, Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke.

Für das Interesse an dieser Dissertation und für die Übernahme des Koreferates bedanke ich mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Eckart Müller.

Außerdem bedanke ich mich bei allen Kollegen der Antriebsforschung, den studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben. Namentlich hervorzuheben sind Herr Dr.-Ing. Christoph Kohnen und Herr Dr.-Ing. Stefan Schmerbeck, die mir hervorragende Rahmenbedingungen ermöglichten und die durch Ihre stets konstruktive Diskussionen maßgeblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Nicht zuletzt danke ich meiner Familie, insbesondere meiner Frau Ann-Kathrin und meinen Eltern Elke und Ludwig Mork für die Unterstützung während meines Studiums und meiner Doktorandentätigkeit.

Wolfsburg, im Frühjahr 2011

Aiko Mork

Veröffentlichungen über den Inhalt der Arbeit sind nur mit schriftlicher Genehmigung der Volkswagen AG zugelassen.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Kurzfassung

Diese Arbeit beschreibt neue Ansätze für kompressionsgezündete Brennverfahren in Verbindung mit alternativen Kraftstoffen für zukünftige Anforderungen. Die Bandbreite reicht dabei von einem teilhomogenen Brennverfahren mit Luftüberschuss bis zu einem heterogenen, stöchiometrischen Brennverfahren mit 3-Wege-Katalysator.

Zur Klärung des hierfür relevanten Kraftstoffpotentials wurden zunächst die Kraftstoffe Diesel, Kerosin, Naphtha und n-Heptan / iso-Oktan Mischungen untersucht. Dabei zeigten sich bereits bei der Gemischbildung signifikante Unterschiede. Es konnte festgestellt werden, dass durch Absenken des Siedeschwerpunktes bei konstanter Cetanzahl und durch Absenken der Cetanzahl bei konstantem Siedeschwerpunkt die Homogenität der Gemischbildung gesteigert wird. Diese Verbesserung der Gemischbildung reduziert die Rußemissionen und bietet damit Potential, den Ruß-NO_x-Zielkonflikt bis zur mittleren Teillast zu entschärfen. Mit Naphtha als Kraftstoff konnte im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff, aufgrund des höheren H/C-Verhältnisses, des höheren Heizwertes und einer effizienteren Energieumsetzung, der gravimetrische Kraftstoffverbrauch um ca. 6% und die CO₂-Emissionen um ca. 9% unabhängig von der Motorlast gesenkt werden.

Mit diesen Erkenntnissen wurde ein teilhomogenes Brennverfahren mit Naphtha und Diesel als Kraftstoff untersucht. Ziel war es, u.a. durch eine Anhebung des Ladedrucks, die AGR-Rate deutlich zu erhöhen, um auch bei höheren Lasten eine homogene Gemischbildung zu ermöglichen. Innerhalb dieser Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass sowohl mit Diesel als auch mit Naphtha als Kraftstoff der Übergang in den teilhomogenen Betrieb ermöglicht wird und die Ruß- und NO_x-Emissionen auch bei höheren Lasten innermotorisch reduziert werden können. Durchgängig kritisch bei diesem Vorgehen sind jedoch, unabhängig vom Kraftstoff, hohe HC- und CO-Emissionen, ein deutlich höherer Ladedruckbedarf und ein erhöhter Kraftstoffverbrauch.

Als Alternative zum teilhomogenen Brennverfahren wurde ein kompressionsgezündetes, stöchiometrisches Brennverfahren untersucht, das es ermöglichen soll, die Schadstoffe HC, CO und NO_x bis zur Volllast zu minimieren. Dieses Verfahren ermöglicht es, den vom Ottomotor bewährten 3-Wege-Katalysator einzusetzen. Dieser Ansatz erwies sich als vielversprechend. Sowohl mit Naphtha als auch mit Diesel als Kraftstoff ermöglichte der Katalysator im stöchiometrischen Betrieb eine annähernd vollständige Konvertierung der Schadstoffe. Der Vergleich zwischen stöchiometrischer und der konventionellen kompressionsgezündeten Betriebsweise zeigte jedoch, dass der Kraftstoffverbrauch um ca. 10% erhöht wird (ohne Verfahrensoptimierung). Ursache sind thermodynamische Nachteile. Weiterhin sind aufgrund der verringerten Luftmenge die Rußemissionen erhöht. Vorteilhaft erwies sich, dass der Luftbedarf bei der stöchiometrischen Verbrennung zwischen 20% und 30% niedriger ist. Dies führt neben geringeren Zylinderspitzen drücken und damit geringeren Triebwerksbelastungen auch zu geringeren Ladedruckanforderungen an die Aufladesysteme.

Abstract

The aim of this thesis is to analyze and to evaluate new compression ignition combustion systems in connection with alternative fuels for future requirements. The band width of the considered combustion systems reaches from a partially homogeneous system with air surplus up to a non-premixed, stoichiometric system with a 3-way-catalytic converter.

To clarify the fuel potential for engine applications the fuels diesel, kerosene, naphtha and mixtures of n-heptane / iso-octane were investigated. Significant differences in mixture formation were indicated using the above listed fuels under engine conditions. By reducing the centre boiling point while keeping the cetane number constant and also by lowering the cetane number at a constant centre of boiling point the homogeneity of the mixture formation is increased. Improving the mixture formation reduced the soot emissions and hence offers the potential to relax the soot-NO_x-trade-off up to middle part load operating points. With naphtha the gravimetric fuel consumption and the CO₂ emissions could in addition be lowered by about 6% and 9%, respectively. This is due to the higher H/C atom ratio, the higher heating value and a more efficient transformation of energy independently from the engine load in comparison with diesel fuel.

On this basis a partially homogeneous combustion with naphtha and diesel as fuel was examined. The target was to increase the EGR-rate significantly by raising the charge pressure to obtain a more homogeneous mixture also for higher load operating points. By these means it was shown that with diesel and with naphtha as fuel, the transition to partially homogeneous combustion can be enabled. Additionally soot and NO_x-emissions can also be reduced in this way also for higher loads. Consistently critical for this procedure, independent of the fuel, are the high HC- and CO-emissions, the need for higher charge pressure and a rising fuel consumption.

Furthermore an alternative diesel combustion system to enable a minimization of the pollutants HC, CO and NO_x up to full load conditions was investigated. The method applied a compression ignition, stoichiometric burning technique which enables to use the proven and reliable 3-way-catalyst from spark ignition engines. Applying the compression ignition stoichiometric method in combination with such a catalytic converter proved to be promising. With naphtha and with diesel as fuel the catalytic converter enabled nearly a complete conversion of the pollutants. Comparison between the stoichiometric and the conventional combustion system showed that the fuel consumption due to different thermodynamic disadvantages (about 10%) and the soot emissions (in each case without process optimisation) increased. Advantageous, however, is that the required level of air charge for the stoichiometric combustion is 20% to 30% lower. This leads to reduced maximum cylinder pressures, thereby to lower stresses and strains for the propulsion system, and to lower requirements for the charging system.

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG UND AUFGABENSTELLUNG	1
2	STAND DER TECHNIK	3
2.1	Konventionelle Brennverfahren	3
2.2	Verbrennungsprodukte	7
2.3	Schadstoffreduzierung	13
2.3.1	Parameter kompressionsgezündeter Brennverfahren.....	14
2.3.2	Abgasnachbehandlung zur Schadstoffreduzierung.....	16
2.3.3	Neue Brennverfahren	19
2.4	Kraftstoffe.....	21
2.4.1	Herstellung flüssiger Kraftstoffe	22
2.4.2	Kraftstoffparameter und deren Einfluss auf die Verbrennung	24
3	VERSUCHSAUFBAU UND VERSUCHSDURCHFÜHRUNG	35
3.1	Versuchsträger	35
3.2	Prüfstand.....	39
3.3	Fehlerrechnung	42
4	EXPERIMENTELLER TEIL	45
4.1	Alternative Kraftstoffe	45
4.1.1	Betriebspunkte und Methodik	48
4.1.2	Kraftstoffeinspritzung	51
4.1.3	Zündverzug und Verbrennung	54
4.1.4	Kraftstoffverbrauch und Kohlendioxidemission	57
4.1.5	Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemission.....	61
4.1.6	Rußemission	64
4.1.7	Stickoxidemission	66
4.1.8	Maximaler Zylinderdruckanstieg	68
4.1.9	Zusammenfassung	70
4.2	Teilhomogener Betrieb	71
4.2.1	Betriebspunkte und Methodik	71
4.2.2	Voruntersuchung	73
4.2.3	Restgasmasse.....	74
4.2.4	Kraftstoffverbrauch	75
4.2.5	Rußemission	76
4.2.6	Stickoxidemission	79
4.2.7	Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemission.....	80
4.2.8	Maximaler Zylinderdruckanstieg	82
4.2.9	Zusammenfassung	83
4.3	Stöchiometrischer Betrieb	84
4.3.1	Betriebspunkte und Methodik	84
4.3.2	Lastschnitt	86

4.3.3	Kraftstoffluftverhältnis	97
4.3.4	Drehzahl.....	99
4.3.5	Verbrennungsschwerpunkt	102
4.3.6	Voreinspritzung.....	103
4.3.7	Lasten unterhalb der Saugervollast	106
4.3.8	Zusammenfassung.....	111
5	SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK.....	113
6	SYMBOLVERZEICHNIS.....	115
7	LITERATURVERZEICHNIS.....	119
8	ANHANG.....	125
A.1	Daten und Abbildungen zum Versuchsträger.....	125
A.2	Verwendete Messtechnik.....	128
A.3	Messplan zur Fehlerrechnung	129
A.4	Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.1: Alternative Kraftstoffe.....	130
A.5	Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.2: Teilhomogener Betrieb.....	134
A.6	Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.3: Stöchiometrischer Betrieb	140

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Aufgrund immer strenger werdender Abgasgesetzgebungen und steigender Rohölverknappung ist die Automobilindustrie gehalten, Möglichkeiten zur Schadstoff- und CO₂-Reduzierung im gesamten Motorbetriebsbereich zu finden. Nach jetzigem Kenntnisstand werden zukünftige Abgasgrenzwerte mit herkömmlichen Brennverfahren ohne aufwendige Abgasnachbehandlungssysteme nicht mehr einzuhalten sein. Gleichzeitig führt die Rohölverknappung zu steigenden Kraftstoffpreisen, so dass die Forderung nach verbrauchsarmen Motoren und alternativen Kraftstoffen größer wird.

Zur Erfüllung dieser Forderungen bietet der Dieselmotor mit Direkteinspritzung und Abgasturbolader im Pkw-Bereich sowie insbesondere im Nutzfahrzeugsektor große Potentiale, da er sich zu einer sehr effizienten und leistungsstarken Antriebsmaschine entwickelt hat. Kernproblem des Dieselmotors sind jedoch die Ruß- und Stickoxidemissionen. Innermotorisch konnten die Rußemissionen maßgeblich durch verbesserte Einspritztechnik abgesenkt werden. Darüber hinaus führte der Einsatz von Partikelfiltern zu nahezu rußfreiem Abgas. Die Stickoxidemissionen werden zur Zeit vornehmlich innermotorisch durch Abgasrückführung abgesenkt. Allerdings führt diese Maßnahme in der Regel zu einer steigenden Rußmasse im Abgas, welche im Partikelfilter gesammelt und durch eine Regeneration oxidiert werden muss. Zusätzlich ist die innermotorische NO_x-Reduktion durch Motorlast und Motordrehzahl begrenzt und nur im unteren Motorkennfeld wirkungsvoll. Für höhere Lasten und Drehzahlen werden zur Zeit Abgasnachbehandlungssysteme, wie NO_x-Speicher- oder SCR-Katalysatoren, in Forschungs- und Entwicklungsvorhaben untersucht. Nachteile dieser Systeme sind hoher Entwicklungsaufwand, erhöhte Kraftstoffverbräuche und vor allem höhere Kosten im Betrieb und in der Herstellung.

Viele Forschungsprojekte und Untersuchungen zeigen, dass homogene bzw. teilhomogene kompressionsgezündete Brennverfahren Potentiale zur innermotorischen Lösung der angesprochenen Aufgaben bieten. Dabei wurden bisher die größten Schritte durch Kombination von konventionellen Otto- und Dieserverfahren zu neuen Brennverfahren erreicht. Ziel ist es dabei, die niedrigen Kraftstoffverbräuche des kompressionsgezündeten Dieselmotors mit dem niedrigen Schadstoffniveau des Ottomotors zu verbinden. Ein begrenzter Betriebsbereich, hohe Kohlenwasserstoffemissionen, aufwendige Regelstrategien und ein höheres Motorgeräusch sind wesentliche Gründe, warum diese neuen Brennverfahren bislang nicht zur Serienreife geführt werden konnten. Vielsprechend erwies sich durch verschiedene Forschungsarbeiten, den Kraftstoff an das Brennverfahren anzupassen, um so die Nachteile der neuen Brennverfahren zu minimieren, wobei die verwendeten Kraftstoffe teilweise nicht oder nur in zu geringen Mengen verfügbar waren. Weiterhin ungelöst blieb die NO_x-Problematik, die auch durch diese Vorgehensweise in der oberen Teillast innermotorisch nicht zufriedenstellend abgesenkt werden konnte [37], [50], [51], [53].

Vor diesem Hintergrund ist das Ziel dieser Dissertation die Definition neuartiger Brennverfahren auf Basis alternativer und gleichzeitig verfügbarer Kraftstoffe, die dem Anspruch genügen, zukünftige Schadstoffgrenzwerte ohne aufwändige Abgasnach-

behandlung bei gleichzeitig niedrigen CO₂-Emissionen im gesamten Motorkennfeld darzustellen. Dazu sollen die Phänomene und Wirkmechanismen der Schadstoffentstehung in Abhängigkeit unterschiedlicher Kraftstoffspezifikationen systematisch durch motorische Experimente untersucht und analysiert werden. Der erste Lösungsansatz zielt auf ein homogenisiertes, überstöchiometrisches Brennverfahren für niedrige Lasten ab. Der zweite Lösungsansatz basiert auf einem stöchiometrischen kompressionsgezündeten Brennverfahren mit 3-Wege-Katalysator für höhere Lasten. Beide Ansätze werden mit alternativen Kraftstoffen kombiniert. Zur Bewertung der Verfahren und Kraftstoffe wird Dieselkraftstoff als Referenz herangezogen.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden zunächst die konventionellen Brennverfahren und deren Verbrennungsprodukte erläutert. Anschließendes Ziel ist, die wesentlichen Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung zusammenfassend darzustellen. Darauf folgend wird der Parameter „Kraftstoff“ zur Beeinflussung des Brennverfahrens ausführlicher erläutert, weil dieser einen Schwerpunkt der Arbeit bildet. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die kompressionsgezündeten Verfahren gelegt.

2.1 Konventionelle Brennverfahren

Ottobrennverfahren (fremdgezündet)

Konventionelle Ottobrennverfahren sind gekennzeichnet durch eine homogene, stöchiometrische Gemischbildung. Bei diesem Verfahren wird das Kraftstoff-Luft-Gemisch mit klopfesten Ottokraftstoffen durch eine Zündkerze fremdgezündet. Um Klopfen bzw. eine unkontrollierte Selbstentzündung zu vermeiden, ist die Höhe des Verdichtungsverhältnisses begrenzt.

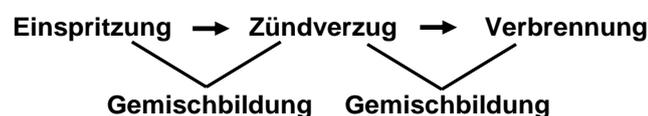
Der wesentliche Vorteil für dieses Ottoverfahren gegenüber dem Dieselmotor ist die einfache Abgasnachbehandlung durch einen 3-Wege-Katalysator. Er ermöglicht aufgrund der stöchiometrischen Betriebsweise die Entgiftung von HC, CO und NO_x im Abgas. Diese Schadstoffe werden durch den Katalysator mit hohen Konvertierungsraten bis zur Vollast umgewandelt. Ein zusätzlicher Vorteil der homogenen Gemischbildung bzw. der vollständig vorgemischten Verbrennung ist, dass während des Verbrennungsprozesses fette Zonen (mit $\lambda < 1$) vermieden werden und damit kaum Ruß gebildet wird (vgl. **Abb. 2.3**). Weiterhin ermöglicht die Fremdzündung ein moderates Durchbrennen, beginnend an der Zündkerze, welches zu geringen Zylinderdruckanstiegen und damit zu niedrigen Motorgeräuschemissionen führt.

Allerdings hat dieses Verfahren auch einen wesentlichen Nachteil: Der stöchiometrische Betrieb und das begrenzte Verdichtungsverhältnis führen zu einem schlechteren thermischen Wirkungsgrad verglichen mit dem Dieselmotor [34], [40].

Dieselmotor (kompressionsgezündet)

Das konventionelle Dieselmotorverfahren ist durch eine heterogene, überstöchiometrische Gemischbildung gekennzeichnet. Das Verfahren benötigt zündwillige Dieselmotorkraftstoffe, um eine Selbstzündung durch die komprimierte, heiße Luft im Brennraum sicherzustellen. Die komplexen Teilschritte, beginnend mit der Einspritzung bis zur Zündung, werden im Folgenden beschrieben.

Die innermotorischen Abläufe in einem schnelllaufenden Dieselmotor mit Direkteinspritzung, nach Ansaugung der Luft, lassen sich vereinfacht in die Prozesse



einteilen. Die Schritte Einspritzung und Zündverzug werden zusammenfassend als Gemischbildung bezeichnet. Die Gemischbildungsprozesse und die Verbrennung stehen teilweise miteinander in Wechselwirkung und wirken entscheidend auf die Umsetzung des Kraftstoffs und damit auch auf die Qualität der Verbrennung bzw. Schadstoffbildung [34].

Kraftstoffeinspritzung

Ziel der Kraftstoffeinspritzung ist eine optimale Luftefassung im Brennraum, um ein möglichst homogenes und gleichzeitig zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch zu erhalten. Dabei wird der Einspritzstrahl im Wesentlichen durch die Kraftstoffeigenschaften, den Einspritzdruck, die Düsengeometrie (z. B. Düsenlochgeometrie) und den thermodynamischen Randbedingungen (Druck, Temperatur, Ladungsbewegung) im Brennraum beeinflusst. Abhängig von diesen Gemischbildungsparametern besteht der Strahl aus einem flüssigen Strahlkern und einem Mantel aus feineren Kraftstofftröpfchen und Luftanteilen. Während der Einspritzung ergibt sich somit eine inhomogene Kraftstoff-Luftverteilung im Brennraum. Diese ist im Strahlkern flüssig ($\lambda=0$). Mit zunehmendem Abstand vom Kern und Düsenaustritt erhöht sich der Luftanteil bis hin zu Bereichen, die ausschließlich aus Luft bestehen ($\lambda=\infty$). Es entsteht ein stetiger Übergang vom flüssigen Kraftstoff bis zu dampfförmigen Kraftstoff. Dabei nimmt der Strahldurchmesser mit zunehmender Eindringtiefe zu und die Geschwindigkeit der Kraftstoffteilchen an der Strahlspitze ab. Die Gemischbildungsenergie im Brennraum resultiert überwiegend aus der turbulenten kinetischen Energie der Einspritzstrahlen (> 95%) [33], [34], [38].

Zündverzug

Der Zündverzug (ZV) wird im Allgemeinen als Zeit zwischen dem Einspritzbeginn und Verbrennungsbeginn (Beginn der Kraftstoffenergieumsetzung in Wärme) definiert. Diese Zeit kann in physikalische und chemische Teilprozesse unterteilt werden (vgl. **Abb. 2.1**).

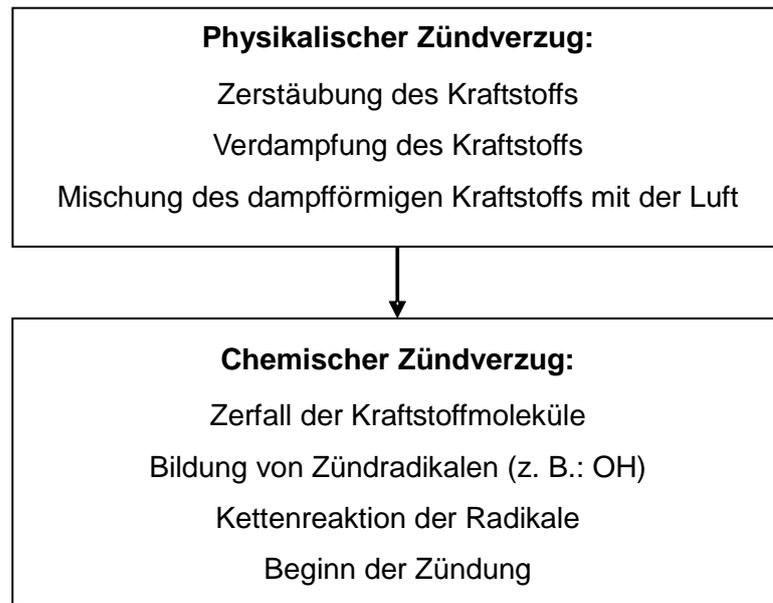


Abb. 2.1: Vereinfachte Darstellung des Zündverzugs

Der physikalische Zündverzug ist gekennzeichnet durch die Verdampfung des Kraftstoffs und die Durchmischung des Kraftstoffs mit der Luft. Durch die Verdampfung nimmt der Kraftstoff, abhängig von der Verdampfungsenthalpie, Wärme auf und ändert seinen Aggregatzustand von flüssig in gasförmig. Bei den chemischen Teilvorgängen des Zündverzugs wird vorerst eine geringe Wärmemenge des Kraftstoffs umgesetzt (ca. 5%). Die zeitliche Ausprägung der physikalischen und chemischen Teilvorgänge ist im Wesentlichen von den folgenden Parametern abhängig:

- Kraftstoffeigenschaften (Cetanzahl, Siedeverhalten, Viskosität)
- Einspritzdruck
- Düsengeometrie
- Temperatur und Druck im Brennraum
- Ladungsbewegung

In dieser Arbeit ist Zündverzug definiert als Abstand in Grad Kurbelwinkel ($^{\circ}\text{KW}$) zwischen elektrischem Ansteuerbeginn des Einspritzventils (ASB) und dem Zeitpunkt des integralen Heizverlaufes zu dem 5% der eingebrachten chemischen Energie umgesetzt sind (AI5). Da der Spritzverzug, die Zeit zwischen Ansteuerbeginn und Einspritzbeginn am Injektor, annähernd konstant und sehr kurz ist (bei dem verwendeten Injektor ca. $180\ \mu\text{s}$), kann davon ausgegangen werden, dass sich der Zündverzug proportional zu der Differenz von Ansteuerbeginn und Zündbeginn verändert und damit alle Teilvorgänge des Zündverzugs beinhaltet.

Verbrennung

Die dieselmotorische Verbrennung ist neben dem verwendeten Kraftstoff durch eine Selbstzündung gekennzeichnet. Sobald lokal ein zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum vorliegt, beginnt die Energieumsetzung. Abhängig von den Randbedin-

gungen der Einspritzung, der Gemischbildung und dem Zündverzug wird ein Teil des Kraftstoffs vorgemischt, ein Teil diffusiv verbrannt (vgl. **Abb. 2.2**).

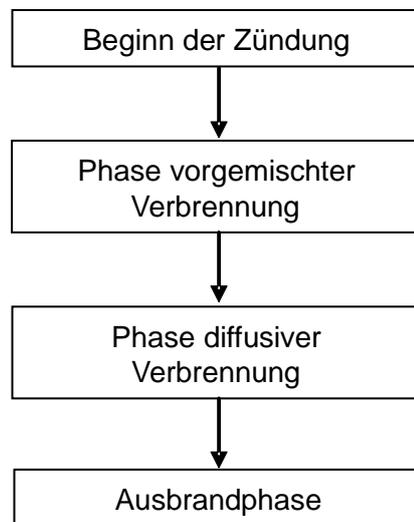


Abb. 2.2: Vereinfachter Ablauf der dieselmotorischen Verbrennung

Bei der diffusiven Verbrennung sind die Gemischbildung und die Verbrennung zeitlich nicht voneinander getrennt, weil sich die Einspritzung und die Verbrennung überlappen. Das führt zu inhomogenen Zündbedingungen im Brennraum mit einem resultierenden inhomogenen Entflammungs- und Verbrennungsprozess mit (im Gegensatz zur idealen Verbrennung) Schadstoffen im Abgas [34].

Aufgrund der überstöchiometrischen Betriebsweise von Dieselmotoren werden bislang hauptsächlich Oxidationskatalysatoren zur Abgasnachbehandlung eingesetzt. Diese oxidieren HC und CO zu großen Anteilen. NO_x wird nur zu geringen Anteilen konvertiert und stellt damit, insbesondere für hohe Motorlasten, eine große Herausforderung für die Abgasnachbehandlung dar (ausführlicher erläutert in Abschnitt 2.3.2). Die gleichzeitige Selbstzündung an mehreren Stellen im Brennraum verursacht, verglichen mit fremdgezündeten Verfahren (Ottomotor), höhere Druckgradienten während der Verbrennung. Weiterhin erzeugt die heterogene Gemischbildung lokal unterstöchiometrische Zonen, die zur Rußbildung führen (vgl. **Abb. 2.3**).

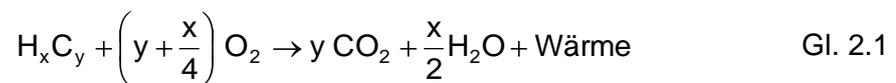
Wesentlicher Vorteil gegenüber Ottomotoren ist der durch den Prozess ermöglichte höhere thermische Wirkungsgrad aufgrund des höheren Verdichtungsverhältnisses und des Luftüberschusses, der auch größtenteils bei Betrachtung des effektiven Wirkungsgrades bestehen bleibt. Zusätzlich sind die Ladungswechselverluste geringer, da die angesaugte Luft bei Dieselmotoren nicht gedrosselt werden muss [34], [40].

Durch die oben aufgeführten Prozessschritte aus **Abb. 2.2** können die einzelnen Brennverfahren charakterisiert werden, die im Kapitel 2.3.3 näher beschrieben werden.

2.2 Verbrennungsprodukte

Zur Bewertung von Verbrennungsmotoren, insbesondere beim Betrieb mit alternativen Kraftstoffen und neuen Brennverfahren, ist neben dem Kraftstoffverbrauch eine Betrachtung der Verbrennungsprodukte von entscheidender Bedeutung. Der folgende Abschnitt gibt dazu einen Überblick zu den grundlegenden Mechanismen der Bildung aller relevanten Abgaskomponenten. Dazu wird zwischen gesetzlich limitierten Schadstoffen und nicht limitierten Emissionen unterschieden.

Bei vollständiger bzw. idealer Verbrennung werden die Kohlenwasserstoffe (H_xC_y) des Kraftstoffs¹ durch den Luftsauerstoff (O_2), beschrieben durch die Bruttoreaktionsgleichung Gl. 2.1, schadstofffrei zu Kohlendioxid (CO_2) und Wasser (H_2O) oxidiert.



Wasser ist eine nicht limitierte Emission. Steigende CO_2 -Emissionen in der Atmosphäre verstärken den Treibhauseffekt und führen damit zu einer Erderwärmung. Daher wird CO_2 auch als Treibhausgas bezeichnet und durch den Gesetzgeber limitiert, jedoch gehört es bis heute nicht zu den Schadstoffen.

Die tatsächliche dieselmotorische Verbrennung ist im Gegensatz zur idealen Verbrennung unvollständig und bildet Schadstoffe, bestehend u.a. aus Kohlenmonoxid (CO), unverbrannten Kohlenwasserstoffen (H_xC_y), Stickoxiden (NO_x) und Partikeln (PM). Der Anteil der einzelnen Schadstoffkomponenten im Abgas hängt wesentlich, neben vielen anderen Motorparametern, vom Luftverhältnis λ ab. Die restliche Kraftstoffenergie im Abgas bei konventionellen modernen Dieselmotoren liegt meist deutlich unter 0.1% bezogen auf die eingesetzte Kraftstoffenergie und kann diesbezüglich vernachlässigt werden [33], [48].

Grund für die Schadstoffbildung ist die Unterbrechung der jeweiligen Umsetzungsreaktionen durch die intermittierende Verbrennung von Verbrennungsmotoren mit den kurzen zur Verfügung stehenden Zeiten für die einzelnen Teilprozesse. Dies führt zu den oben aufgeführten Inhomogenitäten, charakterisiert durch Zonen unterschiedlicher Luft-Kraftstoffverhältnisse und unterschiedlicher Temperaturen im Brennraum während der Verbrennung. Im Folgenden wird die Entstehung einzelner Schadstoffe näher betrachtet [33]

Kohlenmonoxid (CO)

Kohlenmonoxid ist ein Zwischenprodukt der Reaktionsgleichung Gl. 2.1 und entsteht vornehmlich in Brennraumbereichen außerhalb des heißen Flammenkerns [42].

Sinkt die Sauerstoffkonzentration im Brennraum auf ein unterstöchiometrisches Verhältnis ab ($\lambda < 1$), steht für die weitere Oxidation von CO zu CO_2 nicht genügend Sauerstoff zur Verfügung. Der Sauerstoffmangel verursacht eine Konkurrenz zwischen der Kohlenmonoxidoxidation und der Wasserstoffoxidation:

¹ ohne Verunreinigungen (z.B. Blei und Schwefel)



Die Wasserstoffoxidation hat in diesem Fall eine höhere Reaktionsgeschwindigkeit als die Kohlenmonoxidoxidation und befindet sich damit schneller im Gleichgewicht. Die CO-Oxidation ist kinetisch ungünstiger und läuft damit deutlich langsamer ab.

Für eine ideale stöchiometrische Verbrennung lassen sich die Gleichungen Gl. 2.2 und Gl. 2.3 zu einer Bruttoreaktion zusammenfassen:



Grund dafür ist, dass bei einem stöchiometrischen Luftverhältnis die Anteile an H^\bullet - und OH^\bullet -Kettenträgern ausgeglichen sind und damit im Gleichgewicht stehen.

Im überstöchiometrischen Bereich steht die Kohlenmonoxidoxidation nicht in Konkurrenz zur H_2 -Oxidation. Die CO-Konzentration nimmt damit mit steigendem Luftüberschuss ab. Der Reaktionsablauf wird durch folgende Gleichungen beschrieben:



Allerdings führt ein zunehmend mageres Gemisch zu mehr H^\bullet und OH^\bullet , so dass die CO-Reaktion wieder verlangsamt wird. Weiterhin führen sehr hohe Luftverhältnisse (möglich ab $\lambda > 1.4$) zu niedrigen Brennraumtemperaturen, die den CO-Anteil ebenfalls wieder ansteigen lassen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass mit steigender Temperatur bei ausreichender Sauerstoffkonzentration die Reaktionsgeschwindigkeit der CO-Oxidation steigt. Die CO-Emissionen werden erhöht durch lokal niedrige Temperaturen in Zylinderwandnähe oder durch lokal fette Gemische während der Verbrennung. Weiterhin führt eine steigende AGR-Rate aufgrund ihrer Temperatur-senkenden Wirkung durch Erhöhung des CO_2 - und H_2O -Anteils in der Zylinderladung zu einer gebremsten CO-Oxidation mit höherer CO-Konzentration im Abgas [24], [33], [38].

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe im Abgas resultieren aus einer unvollständigen Oxidation der in den Brennraum eingespritzten flüssigen Kohlenwasserstoffe. Bei der Verbrennung bei $\lambda \geq 1$ werden in der heißen Flammenfront die Kohlenwasserstoffe vollständig oxidiert. Außerhalb dieser Flammenfront entstehen unverbrannte Kohlenwasserstoffe durch lokale Flammenauslöschungen, die aufgrund kalter Brennraumwände und aufgrund von Brennraumbedingungen im Randbereich der Flamme, eine Verbrennung des Kraftstoffs verhindern. In diesen Bereichen des Brennraums, die durch fehlende Zündbedingungen nicht oder nur teilweise von der Flamme erreicht werden, werden die H_xC_y -Verbindungen nicht oder nicht vollständig oxidiert (vgl. Gl. 2.1).

Mit sinkender Last und / oder steigender AGR-Rate sinken die Temperatur und der Druck im Brennraum. Die Bereiche mit Flammenlöschung und Bereiche mit fehlenden Zündbedingungen werden in der Folge vergrößert. Das Resultat ist eine steigende Kohlenwasserstoffkonzentration im Abgas [24], [39], [40].

Rußpartikel (PM)

Alle Bestandteile, die nach Abkühlung des Abgases auf eine Temperatur von 325 K mit Hilfe eines definierten Filters aus dem Abgas filtriert und anschließend gewogen werden können, werden als Partikel bezeichnet. Bei der dieselmotorischen Verbrennung sind dies im Wesentlichen Rußpartikel und HC-Kondensate (organisch, ca. 95% von der Gesamtmasse, abhängig vom Brennverfahren), Asche, Eisenoxide, Salze, Metallpartikel und Wasser (anorganisch, ca. 5% von der Gesamtmasse) [57].

Ursache ist die nicht vollständige Oxidation von Kohlenwasserstoffen und deren Rekombination zu Ruß. Dies ist auf lokal fette Zonen ($\lambda < 1$) während der Verbrennung zurückzuführen. Es bilden sich dadurch, abhängig vom Sauerstoffgehalt und der lokalen Temperatur, aus den Kohlenwasserstoff-Molekülen durch Rekombination polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK)². Diese werden teilweise thermisch zerlegt und verbinden sich wiederum gegenseitig durch Oberflächenwachstum zu Primärpartikeln, welche anschließend durch Koagulation und Agglomeration zu Rußpartikeln heranwachsen. Die **Abb. 2.3** zeigt in diesem Zusammenhang die lokalen Brennraumbedingungen, die die Rußpartikelbildung fördern. Im unterstöchiometrischen Bereich, bei Temperaturen zwischen 1500 K und 2500 K, wird eine starke Rußbildung hervorgerufen. Im überstöchiometrischen Bereich und Temperaturen ab 2000 K wird die Stickoxidbildung begünstigt.

² Dieser Reaktionsweg wird in der Literatur durch unterschiedliche Hypothesen (Acetylen-Hypothese und Radikal-Hypothese) beschrieben

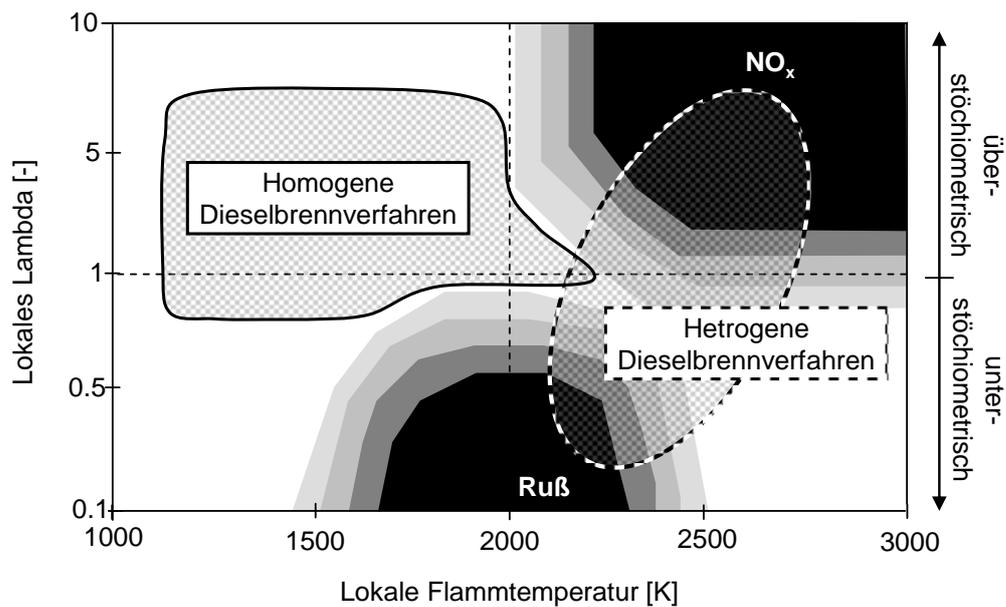


Abb. 2.3: Lokale Brennraumbedingungen zur Ruß- und NO_x-Bildung für Dieselbrennverfahren (schematisch) nach [1] und [34] mit Bereichen homogener und heterogener Verbrennung

Konventionelle Diesel- bzw. heterogene Brennverfahren decken beide kritischen Bereiche, abhängig vom Motorkonzept und Motorbetriebspunkt ab. Homogene Brennverfahren werden genutzt, um Bereiche in denen vermehrt Ruß und NO_x gebildet werden zu meiden. Dazu werden die lokale Flammentemperatur deutlich abgesenkt und unterstöchiometrische Luftverhältnisse vermieden (vgl. **Abb. 2.3**) [1], [34].

Gleichzeitig mit der Bildung von Rußpartikeln läuft deren Oxidation ab. Das Verhältnis zwischen gebildeter Rußmasse und der Rußmasse im Abgas (Oxidationsrate) liegt bei ca. 100/1 bis 1000/1 für heterogene Dieselbrennverfahren (vgl. **Abb. 2.4**) [1], [31], [34], [35].

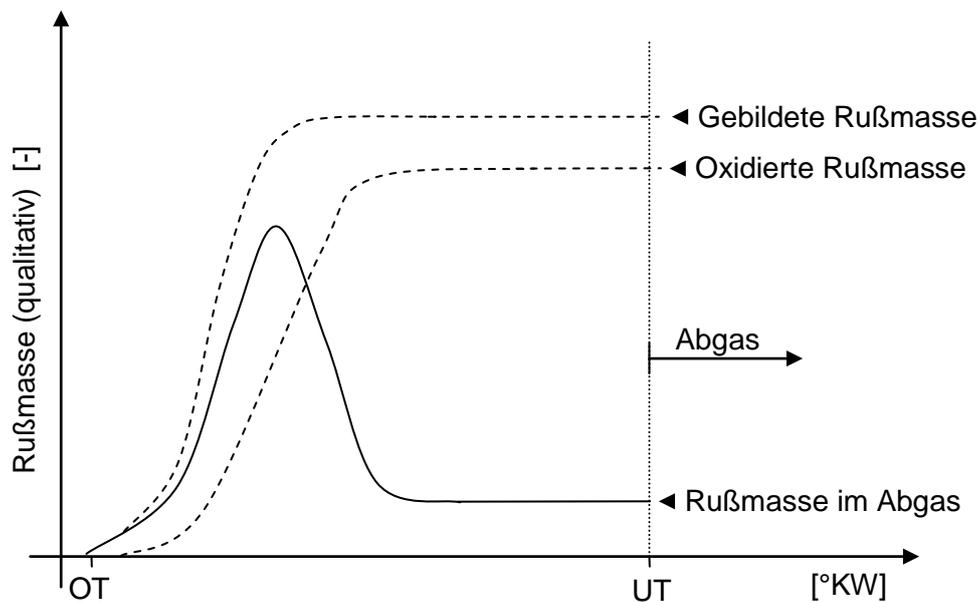


Abb. 2.4: Qualitative Darstellung der Rußbildung und der Rußoxidation im Brennraum eines konventionellen Dieselmotors [45], [58]

Stickoxide (NO_x)

Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2) werden als Stickoxide (NO_x) zusammengefasst. Stickstoffmonoxid ist ein farb- und geruchloses Gas, das sich unter atmosphärischen Bedingungen bei ausreichend langen Verweilzeiten in das für den Menschen und die Umwelt gefährliche Stickstoffdioxid umwandelt. Stickstoffdioxid ist ein stechend riechendes, rotbraunes und giftiges Gas, das beim Menschen Schleimhautreizungen hervorruft. Stickoxide in der Atmosphäre verursachen den sogenannten „sauren Regen“ und tragen zur bodennahen Ozon-Bildung bei.

Bezogen auf NO_x entsteht bei der kompressionsgezündeten Verbrennung vorwiegend NO (abhängig vom Betriebspunkt); NO_2 macht nur ca. 10% der Stickoxidmasse aus. Stickoxide stehen für gasförmige Oxide des Stickstoffs und werden bei hohen lokalen Verbrennungstemperaturen aus dem Stickstoffanteil in der Luft durch endotherme Reaktionen gebildet. Die lokalen Brennraumbedingungen für diese Reaktionen sind in **Abb. 2.3** schematisch dargestellt. Hier wird deutlich, dass neben der Temperatur auch das Luftverhältnis für die Stickoxidbildung maßgeblich ist.

Im Folgenden werden die drei relevanten Mechanismen für die Stickoxidbildung in Verbrennungsmotoren anhand der **Abb. 2.5** beschrieben [18], [33], [48].

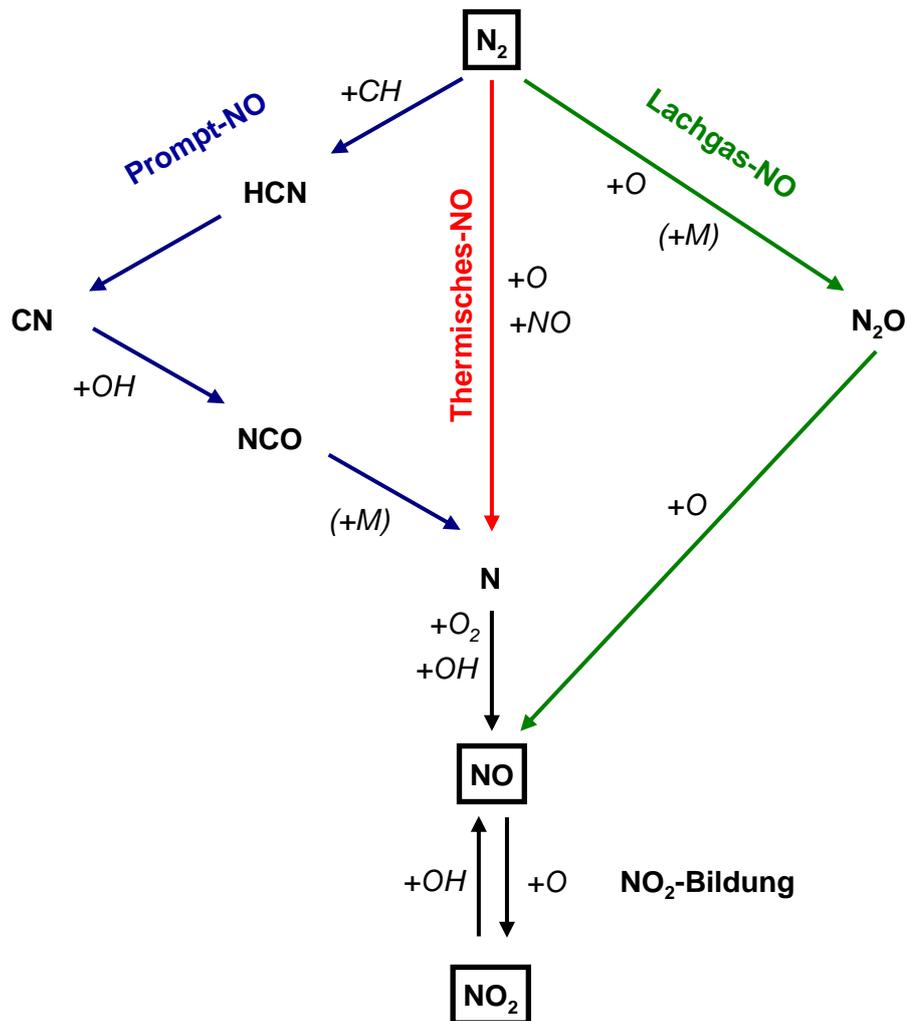


Abb. 2.5: Reaktionspfade der motorischen NO- und NO₂-Bildung nach [6]

Thermisches-NO

Thermisches-NO entsteht bei Verbrennungstemperaturen ab ca. 2000 K durch Reaktionen von Stickstoff und Sauerstoff und stellt den größten Anteil der gesamten NO-Emissionen dar (etwa 90%). Beschrieben wird dieser Ablauf durch den Zeldovich-Mechanismus (Gl. 2.7, Gl. 2.8) und den durch Lavoie et al. erweiterten Mechanismus (Gl. 2.9) [7], [28], [66], [67]:



Prompt-NO

Der Bildungsmechanismus für Prompt-NO ist komplizierter als die thermische NO-Bildung (vgl. **Abb. 2.5** und Gl. 2.10). Wesentlicher Schritt ist eine Reaktion von CH-

Radikalen mit dem Luftstickstoff zu Blausäure (HCN) und deren sofortiger Folgereaktion zu NO. Der Anteil von Prompt-NO an der im Dieselmotor gebildeten Gesamtmenge von Stickoxiden beträgt ca. 10% [22], [33], [39], [60]:



Lachgas-NO

Die Menge des über Distickstoffoxid (N_2O bzw. Lachgas) gebildeten Stickstoffs ist ebenfalls gering. N_2O entsteht über eine Reaktion eines chemisch unbeteiligten Moleküls (M), atomarem Sauerstoff und Stickstoff (Gl. 2.11, Gl. 2.12):



Dieser Mechanismus läuft verstärkt bei geringen Verbrennungstemperaturen und hohen Brennraumdrücken ab, wobei die Druckabhängigkeit deutlich höher ist als die Temperaturabhängigkeit. Ein Molekül M verhindert hierbei die direkte thermische NO-Bildung [33].

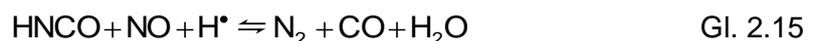
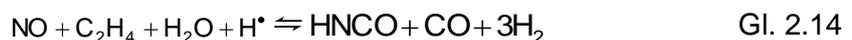
NO₂-Bildung

Nach der Verbrennung reagiert NO mit Sauerstoff zu Stickstoffdioxid (NO_2) (Gl. 2.13). Diese Aufoxidation des NO nimmt mit abnehmender Temperatur zu (ab ca. $T < 1300 \text{ K}$). Da das thermodynamische Gleichgewicht von NO_x bei Umgebungstemperatur auf der Seite von NO_2 liegt, reagiert NO nach einer gewissen Verweilzeit in der Atmosphäre zu NO_2 [33]:



NO_x-Reduktionen

Durch eine fette Verbrennung ($\lambda < 1$) kann eine NO-Reduzierung während der Verbrennung durch Kohlenwasserstoff-Radikale stattfinden (auch Reburnreaktion genannt):



Vorraussetzung für diesen Mechanismus ist nach [46] ein Temperaturniveau von 1200°C - 1600°C . Der NO-Abbau unter diesen Voraussetzungen ist im Vergleich zur NO-Bildung relativ gering [15], [46].

2.3 Schadstoffreduzierung

Zur Einhaltung zukünftiger Emissionsgrenzwerte ist es notwendig, den Schadstoffausstoß, den Kraftstoffverbrauch und den CO_2 -Ausstoß von Verbrennungsmotoren zu

minimieren. Nach Erläuterung der Bildungsmechanismen für Schadstoffe in dem vorangegangenen Kapitel, sollen im Folgenden die Möglichkeiten zur Schadstoffreduzierung aufgezeigt werden.

Grundsätzlich wird dazu zwischen innermotorischen Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung (primär) und einer Abgasnachbehandlung (sekundär) unterschieden. Innermotorische Maßnahmen sind häufig durch Zielkonflikte gekennzeichnet, sogenannte „Trade-offs“. Hier führt die Minderung eines Schadstoffes in der Regel zu einer Erhöhung anderer Schadstoffe und / oder andere Zielgrößen wie z. B. dem Verbrennungsgeräusch. Die innermotorischen Maßnahmen haben allerdings den Vorteil, dass sie den Aufwand für die Abgasnachbehandlung reduzieren. Eine Abgasnachbehandlung dagegen erzeugt zusätzliche Herstellungskosten durch zusätzliche Bauteile und erhöht häufig den Kraftstoffverbrauch aufgrund erhöhter Abgasgedrücke und / oder durch notwendige Motorbetriebsweisen, die den Wirkungsgrad verschlechtern (z. B. zur Regeneration des Partikelfilters). Bereits die derzeitigen Schadstoffgrenzwerte (EU V und EU VI) führen dazu (gilt insbesondere für NO_x und Rußpartikel), dass nach heutigem Kenntnisstand nur die Kombination aus beiden schadstoffreduzierenden Maßnahmen zielführend ist [39].

2.3.1 Parameter kompressionsgezündeter Brennverfahren

Die wesentlichen Parameter zur Beeinflussung des Brennverfahrens und damit auch zur Optimierung der Abgaszusammensetzung zeigt die **Abb. 2.6**. Der Parameter „Brennraum“ wird in dieser Arbeit konstant gehalten. Alle anderen Parameter werden weitestgehend variiert und für die Darstellung neuer Brennverfahren genutzt.

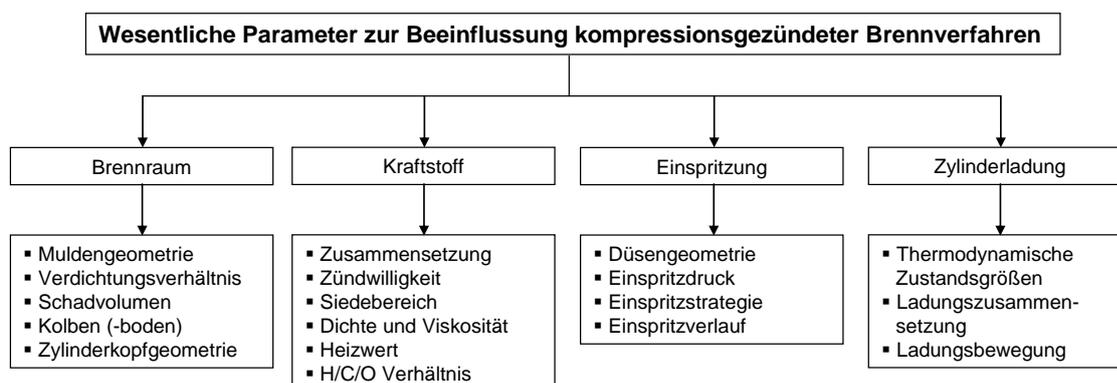


Abb. 2.6: Wesentliche innermotorische Parameter zur Beeinflussung der Abgaszusammensetzung nach [17], [33], [34], [40], [48]

Brennraum

Durch die Brennraumgestaltung kann die Umsetzung eines Kraftstoffs und damit auch die Abgaszusammensetzung wesentlich beeinflusst werden. Im Brennraum erfolgt die chemische Umsetzung des Kraftstoffs in Wärme. Ein Teil der Wärme wird in mechanische Energie gewandelt, der restliche Teil ist Abwärme, die über die Motorkühlung und das Abgas abgeführt wird. Abhängig von der Gestaltung des Brennraums und

dessen Umgebung lassen sich Drehmoment, Leistung, Akustik, Wirkungsgrad und Abgaszusammensetzung optimieren. Eine Besonderheit bei modernen Dieselmotoren mit Direkteinspritzung ist, dass der Brennraum häufig in Form einer Kolbenmulde ausgeführt ist [38], [48], [57]. Da der Fokus dieser Arbeit die Untersuchung des Brennverhaltens alternative Kraftstoffen ist, wird auf eine Variation der aufgeführten Parameter des Brennraums verzichtet. Detaillierte Einflüsse von Brennraumgeometrien werden deshalb an dieser Stelle nicht betrachtet.

Kraftstoff

Auch über die Kraftstoffparameter lässt sich die Kraftstoffumsetzung weitreichend beeinflussen. Dieser Einfluss ist ein Hauptbestandteil dieser Arbeit und wird mit Hilfe von ausgewählten Kraftstoffen untersucht. Eine ausführliche Darstellung der wesentlichen Kraftstoffparameter und deren Einfluss folgt deshalb im Abschnitt 2.4.2.

Kraftstoffeinspritzung

Die grundsätzlichen Aufgaben der Kraftstoffeinspritzung wurden im Abschnitt 2.1 dargestellt. Neben der Düsengeometrie nimmt die Einspritzcharakteristik im Motorbetrieb durch den Einspritzdruck, die Einspritzstrategie und den Einspritzverlauf Einfluss auf die Gemischbildung.

Ein höherer Einspritzdruck bei gegebenem Kraftstoff und gegebenem Verbrennungsschwerpunkt erhöht beispielsweise die Homogenität des Gemisches. Diese verbesserte Gemischaufbereitung verringert lokal unterstöchiometrische Gebiete und damit auch die Rußbildung. Zusätzlich verringern höhere Einspritzdrücke die Einspritzzeiten. Das führt zu einer Vergrößerung des vorgemischten Anteils der Verbrennung und damit ebenfalls zu einer geringeren Rußbildung. Allerdings verursacht diese homogenere Gemischaufbereitung eine schnellere Kraftstoffumsetzung mit höheren Zylinderdruckanstiegen und höheren Spitzentemperaturen im Brennraum. Ersteres verstärkt das Motorgeräusch und Letzteres unterstützt die thermische NO-Bildung. Eine Möglichkeit, dem entgegen zu wirken, ist eine Einspritzstrategie mit einer oder mehreren Voreinspritzungen, die den Brennraum vor Einspritzung der Haupteinspritzmenge vorkonditioniert und damit den Zündverzug verkürzt. Diese Maßnahme wirkt allerdings einer homogenen Gemischbildung entgegen. Nacheinspritzungen können zur Unterstützung von Abgasnachbehandlungssystemen und zur Verbesserung der motorinternen Rußoxidation verwendet werden. Diese haben den wesentlichen Nachteil, dass sie den Wirkungsgrad der Verbrennung aufgrund der späten Kraftstoffeinspritzung verschlechtern [38], [48].

Zylinderladung

Die Zylinderladung im Brennraum ist primär vom Gasdruck und von der Gastemperatur im Einlass abhängig. Zusätzlich lassen sich mit Hilfe der Ventilsteuerzeiten (der Einlass und Auslassventile) die ein- bzw. austretenden Gasmassen beeinflussen. Die Gaszusammensetzung wiederum ist abhängig vom internen und externen Restgasanteil. Der interne Restgasanteil bezeichnet den Gasanteil, der nach schließen des Auslassventils im Brennraum verbleibt (auch interne AGR genannt). Der externe Rest-

gasanteil ist der Anteil, der durch Abgasrückführung durch den Einlasskanal zusammen mit der Frischluft angesaugt wird (externe AGR).

Die Gaszusammensetzung und -bewegung ist maßgeblich für den Ablauf der kompressionsgezündeten Verbrennung verantwortlich [17], [18], [34], [38], [45]. Beispielweise ermöglicht eine Abgasrückführung die Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität durch den höheren Anteil von dreiatomigem Inertgas (CO_2 und H_2O) der Ladung. Dies führt im Wesentlichen zu einer Temperaturabsenkung im Brennraum mit niedrigeren Spitzentemperaturen während der Verbrennung und damit zur Absenkung der thermischen NO -Bildung [34], [38], [39], [40], [43].

2.3.2 Abgasnachbehandlung zur Schadstoffreduzierung

Eine Abgasnachbehandlung hat das Ziel, Schadstoffe im Abgas außerhalb des Motors zu konvertieren. Dazu werden die Verbrennungsgase, nachdem sie den Brennraum verlassen haben, durch mechanische und / oder chemische Systeme gereinigt. Die **Abb. 2.7** zeigt die wichtigsten Verfahren für Dieselmotoren.

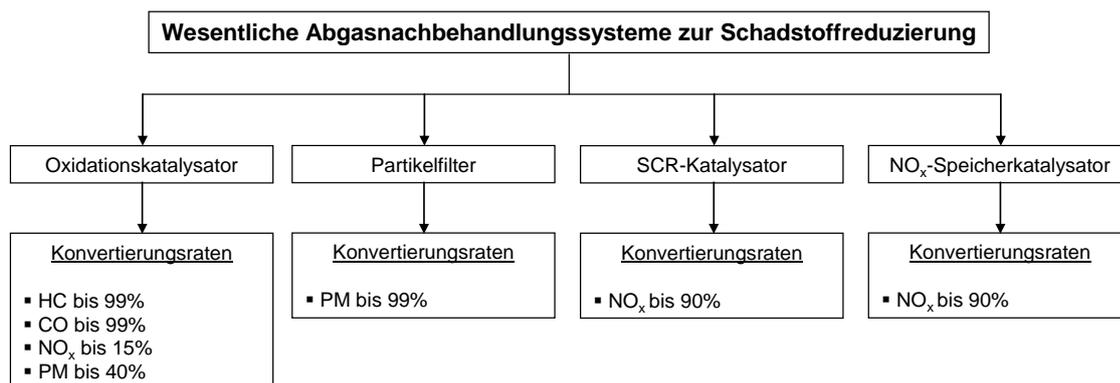


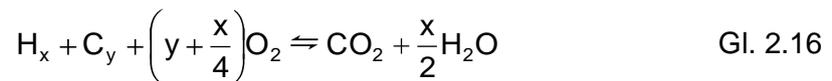
Abb. 2.7: Wesentliche Abgasnachbehandlungssysteme für Dieselmotoren zur Schadstoffreduzierung [38], [57], [64]

Oxidationskatalysator

Oxidationskatalysatoren oxidieren hauptsächlich Kohlenwasserstoffe (vgl. Gl. 2.16) und Kohlenmonoxid (vgl. Gl. 2.17) unter Ausnutzung des Restsauerstoffs im Abgas. Die Mindesttemperatur³ im Katalysator für eine Oxidation der Schadstoffe liegt, abhängig von der katalytischen Beschichtung, bei ca. 175°C [38], [57].

Gleichzeitig können Oxidationskatalysatoren zu einem geringen Anteil Stickoxide im überstöchiometrischen Abgas reduzieren. Die Reduktion wird im Temperaturfenster von 175°C – 250°C mit Kohlenwasserstoffen ermöglicht (Gl. 2.18). Für Kraftstoffluftverhältnisse im Bereich von $\lambda=1$ werden Stickoxide nach Gl. 2.19 reduziert:

³ auch „light-off“ genannt



Weiterhin zeigten Messungen, dass in Oxidationskatalysatoren teilweise Partikel (hauptsächlich HC-Kondensate) oxidiert werden [4], [57].

Partikelfilter

Grundsätzlich werden Partikelfilter gemäß ihrer Funktionsweise in geschlossene und offene Partikelfilter eingeteilt.

Geschlossene Systeme werden als Wandstromfilter ausgeführt. Die Partikel werden durch Adhäsion im Inneren und an der Oberfläche der Filterwand festgehalten. Durch diesen Vorgang wächst eine Partikelschicht heran, die den Strömungswiderstand und die Rußmasse im Filter ansteigen lassen. Ab einem definierten Beladungszustand muss der Filter thermisch regeneriert werden. Dieser Vorgang wird über die Motorsteuerung überwacht und durchgeführt. Die notwendige Abgastemperatur zur Regeneration hängt davon ab, ob das System additiv- oder katalytisch unterstützt ist.

Katalytisch unterstützte Systeme können neben der thermischen Regeneration auch kontinuierlich regenerieren. Im Temperaturbereich von 300-500°C und ausreichend hohen NO₂-Konzentrationen im Abgas findet diese kontinuierliche Regeneration, auch CRT (Continuous Regenerating Trap) genannt, statt:



Diese Regeneration ist damit vom Motorbetriebspunkt bzw. vom Fahrprofil abhängig. Eine betriebssichere Regeneration kann nicht sichergestellt werden. Deshalb wird bei Bedarf durch eine veränderte Motorsteuerung (z. B. durch Nacheinspritzungen) die Abgastemperatur auf ca. 600°C erhöht, um den Filter thermisch zu regenerieren. Folgende Reaktionen laufen dabei ab:



⁴ qualitative Gleichung

Additiv unterstützte Systeme haben, verglichen mit katalytisch unterstützten Systemen, den Vorteil, dass durch ein Additiv im Kraftstoff die Starttemperatur zur thermischen Regeneration auf ca. 450-500°C abgesenkt wird. Allerdings muss dafür ein weiterer Betriebsstoff im Fahrzeug in ausreichender Menge mitgeführt werden.

Geschlossene Partikelfilter erreichen Konvertierungsraten bis zu 99%. Nachteile sind ein erhöhter Kraftstoffverbrauch und Ölverdünnung durch Nacheinspritzungen. Weiterhin sind ein erhöhter Abgasdruck durch den Filter und ein zunehmender Ascheeintrag im Filter von Nachteil. Letzter Punkt begrenzt die Dauerhaltbarkeit des Filters [11], [34], [48].

Offene Systeme dagegen werden als Durchflussfilter ausgeführt und nutzen größtenteils das CRT-Prinzip. Der Abgasstrom muss hier keine feinporöse Wand durchdringen. Er strömt zwischen Metallfolien mit gezielter Strömungsleitung, um die Rußpartikel vom Abgas durch innere Anlagerung zu trennen. Wie bei geschlossenen Systemen wird im Temperaturbereich von 300-500°C und ausreichend hohen NO_2 -Konzentrationen kontinuierlich regeneriert. Weiterhin können bei höheren Temperaturen Rußpartikel thermisch oxidiert werden (ab ca. 600°C).

Ist die maximale Beladung des Filters erreicht, werden keine Partikel mehr aufgenommen. In diesem Zustand strömt der Partikelstrom ungehindert am Filtermaterial vorbei in die Atmosphäre. Einerseits wird dadurch der Strömungswiderstand des Filters begrenzt, andererseits treten damit deutlich geringere Konvertierungsraten im Vergleich zum geschlossenen Partikelfilter auf. Durchflussfilter lassen sich in vorhandenen Motorsystemen nachrüsten, sind aber mit einer Konvertierungsrate von maximal 40% im Vergleich zu Wandstromfiltern deutlich schlechter [11], [34], [48].

SCR-Katalysator

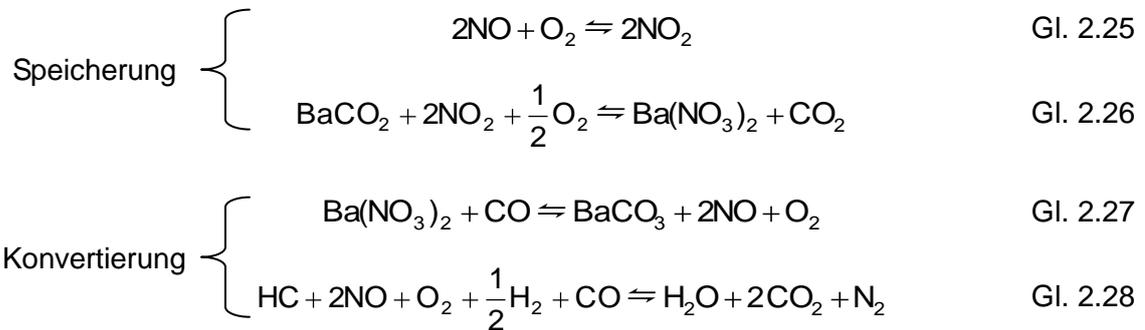
Bei einer stöchiometrischen Abgaszusammensetzung können mit Hilfe eines 3-Wege-Katalysators HC und CO oxidiert und NO_x reduziert werden. Diese Systeme erreichen Konvertierungsraten bis zu 90%. Aufgrund des permanenten Luftüberschusses beim konventionellen Dieselmotor ist diese katalytische Reduzierung von Stickoxiden ohne Mehraufwand nur zu geringen Teilen durch herkömmliche Katalysatoren möglich und stellt damit eine große Herausforderung für die Abgasnachbehandlung dar.

Eine technische Lösung für dieses Problem sind SCR-Katalysatoren. Diese arbeiten mit einem zusätzlichen Reduktionsmittel (z. B. Ammoniak) und reduzieren ab einer Temperatur von 250°C bis zu 90% der Stickoxide. Die technische Integration dieser Systeme ist jedoch mit einem hohen Applikationsaufwand, hohen Kosten und einem weiteren Betriebsstoff verbunden. Deshalb wurden bislang große Anstrengungen unternommen, um auf diese Technologie in Pkw möglichst verzichten zu können [19], [26].

NO_x -Speicher-katalysator

NO_x -Speicher-katalysatoren (häufig mit Barium oder Kalium beschichtet) können auf einen zusätzlichen Betriebsstoff verzichten. Sie speichern die Stickoxide ein, bis die Speicherkapazität des Katalysators erreicht ist. Anschließend werden die NO_x -Moleküle durch ein unterstöchiometrisches Abgas zu H_2O , CO_2 und N_2 konvertiert. Die Betriebsumschaltung in den unterstöchiometrischen Betrieb wird konzept- und

betriebspunktabhängig alle 120-360 Sekunden für ca. 15 Sekunden durchgeführt. Der chemische Ablauf am Beispiel von Barium wird in vier Schritte aufgeteilt [20]:



Im mageren Betrieb wird zunächst NO zu NO₂ oxidiert. Durch das Edelmetall und CO₂ reagiert dann NO₂ zu Nitraten und wird eingelagert (Gl. 2.26). Die Regeneration läuft bei Luftverhältnissen von λ=0.75-0.98 durch die dann in ausreichender Konzentration vorhandenen Gase HC, CO und H₂ ab (Gl. 2.27 und Gl. 2.28). Das eingelagerte Nitrat zerfällt, indem das Barium unter Abgabe von Stickstoffmonoxid und Sauerstoff wieder seinen Ausgangszustand annimmt. Schließlich wird NO durch die Reduktionsmittel (HC, CO und H₂) zu N₂ reduziert.

Auch bei diesem System sind der Applikationsaufwand und die Herstellungskosten hoch. Zusätzlich ist hier die Schwefelvergiftung des Katalysators kritisch. Diese tritt auch bei als „schwefelfrei“ bezeichneten Kraftstoffen (Schwefelkonzentration ≤ 10ppm) auf und beeinträchtigt die Funktion bzw. die Lebensdauer der Abgasnachbehandlung. Durch die häufigen unterstöchiometrischen Regenerationsphasen wird zudem der Kraftstoffverbrauch deutlich erhöht [43], [44].

2.3.3 Neue Brennverfahren

Die Verbrennung von Kraftstoff im Brennraum mit den aus Abschnitt 2.3.1 aufgeführten geometrischen und thermodynamischen Randbedingungen wird als Brennverfahren bezeichnet. Die grundsätzlichen Prozessschritte des Dieselmotorenverfahrens wurden dazu im Abschnitt 2.1 erläutert.

Ziel neuer Brennverfahren ist es, niedrigste Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbräuche zu erreichen, um damit auf aufwändige Abgasnachbehandlung verzichten zu können. Aktuelle Motorentwicklungen zeigen einen Trend zur Zusammenführung von Diesel- und Ottobrennverfahren. Ziel ist es dabei, gleichzeitig die Vorteile des schadstoffarmen Ottobrennverfahrens durch den 3-Wege-Katalysator mit der Effizienz des selbstzündenden Dieselmotorenverfahrens zu verbinden. Die **Abb. 2.8** zeigt dazu die Zusammenführung mit wesentlichen Merkmalen beider Verfahren.

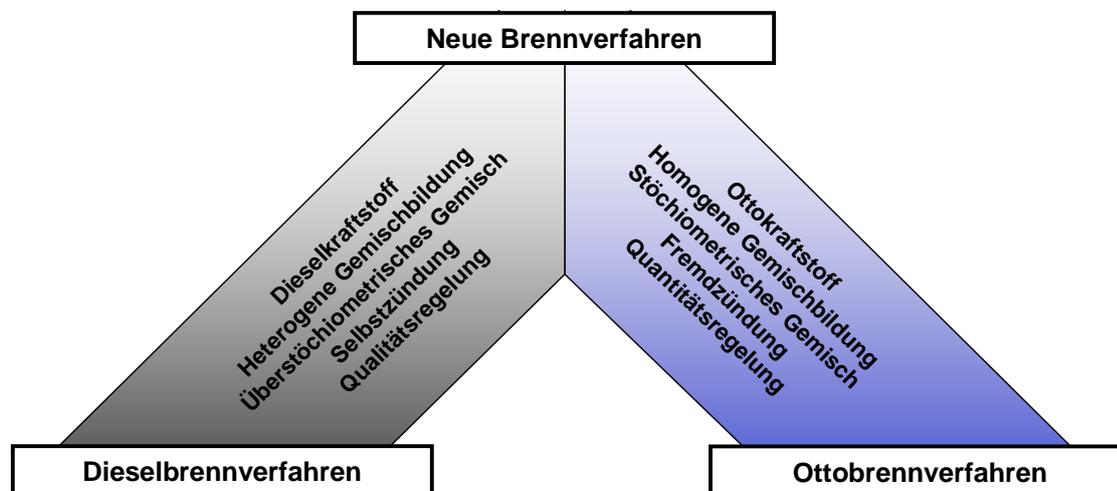


Abb. 2.8: Zusammenführung von Otto- und Dieselmotorenmerkmalen zu neuen Brennverfahren

Neue Brennverfahren

Einige aus **Abb. 2.8** resultierende Kombinationsmöglichkeiten wurden bereits durch verschiedene Motorkonzepte dargestellt. Ziel der bekannten Ansätze ist immer, Verbrennungszustände zu erreichen, die die Ruß- und NO_x -Bildung möglichst unterbinden, bei gleichem oder niedrigerem Kraftstoffverbrauch im Vergleich zum konventionellen Verfahren. Die grundsätzlichen Konzepte aus dieselmotorischer Sicht werden im Folgenden kurz aufgeführt.

Homogene und teilhomogene Dieselmotorenverfahren mit optimaler Verbrennungslage

Das HCCI-Verfahren (Homogeneous Charge Compression Ignition) ist ein Brennverfahren, das durch ein selbstzündendes homogenes Gemisch und einer thermodynamisch optimalen Verbrennungslage gekennzeichnet ist. Die homogene Gemischbildung wird beispielsweise durch eine Saugrohreinspritzung oder eine sehr frühe Einspritzung vor Brennbeginn erreicht. Um hohe Spitzentemperaturen und hohe Spitzendrücke zu vermeiden, werden hohe AGR-Raten genutzt. Im Idealfall läuft diese vollständig vorgemischte Verbrennung ohne Ruß- und NO_x -Bildung ab (vgl. **Abb. 2.3**, Homogene Brennverfahren) [2], [9], [67]. Verwandte Brennverfahren, die das HCCI-Verfahren teilweise umsetzen, sind z. B. das Combined Combustion System (CCS[®]) [50] [51], die Narrow Angel Direct Injection (NADI) [16], die Premixed Lean Diesel Combustion (PREDIC) [56] und das Dilution Controlled Combustion System (DCCS) [63]. Diese arbeiten mit einer teilhomogenen Gemischbildung und können daher zu den teilhomogenen Dieselmotorenverfahren mit überwiegend vorgemischter Verbrennung gezählt werden.

Infolge einer homogenen Gemischverteilung im Brennraum und der abgesenkten Verbrennungstemperaturen steigen bei den genannten alternativen Brennverfahren die HC- und CO-Emissionen an (vgl. Abschnitt 2.2, CO- und HC-

Bildungsmechanismen) und sind damit höher im Vergleich zum konventionellen Dieselmotorenverfahren. Zusätzlich verursachen die frühen Einspritzungen häufig Zylinderwandbenetzungen und führen damit zur Ölverdünnung durch den Kraftstoff. Dennoch erreichen die Verfahren durch die thermodynamisch optimalen Verbrennungslagen hohe Wirkungsgrade und damit niedrige Kraftstoffverbräuche (bis zu 8% Effizienzsteigerung im NEFZ) [52]. Weiterhin können die Ruß- und NO_x -Emissionen durch die vorgemischte Verbrennung und die hohen AGR-Raten (bis zu 70%) deutlich abgesenkt werden (Ruß bis zu 50%, NO_x bis zu 65%) [52]. Allerdings ist die Umsetzung der Verfahren mit steigender Drehzahl und Last begrenzt. Gründe dafür sind ein zu hohes Geräusch (bzw. Zylinderdruckanstiege), eine begrenzte zurückführbare AGR-Masse, ein begrenzter Ladedruck durch das Aufladesystem, steigende Einspritzdauern und Triebwerkbelastungen. Auch Regelung und Steuerung der Verbrennungslage sind anspruchsvoll, da diese Brennverfahren aufgrund der langen Zündverzögerungen größtenteils reaktionskinetisch ablaufen.

Teilhomogene Dieselmotorenverfahren mit später Verbrennungslage

Eine andere Möglichkeit, die Verbrennungsbereiche der Ruß- und NO_x -Bildung zu vermeiden, sind Verfahren mit einer teilweise vorgemischten Verbrennung mit später Verbrennungslagen. Das erste bekannte Verfahren wurde von Nissan unter dem Begriff Modulated Kinetics Combustion (MK) dargestellt. Auch dieses Verfahren nutzt die AGR zur Absenkung der Spitzentemperaturen. Allerdings läuft hier die Verbrennung deutlich später ab und ist damit vom thermodynamischen Optimum entfernt. Um in diesem Bereich ein sicheres Zünden des Gemisches sicherstellen zu können, hat dieses Konzept in der Regel ein erhöhtes Verdichtungsverhältnis [29].

In nachfolgenden Veröffentlichungen zur Weiterentwicklung des MK-Verfahrens werden diese häufig als Highly Premixed Late Injection (HPLI) [8], [61] oder als Delayed Homogenous Combustion (DHC) [10], [54] bezeichnet.

In abgewandelten Ausführungen wird die teilhomogene Dieselmotorenverbrennung mit später Verbrennungslage häufig in aktuellen Serienmotoren genutzt. Hauptgrund ist die Absenkung der NO_x -Emissionen. Allerdings steigen auch hier Kraftstoffverbrauch, CO- und HC-Emissionen an [45].

2.4 Kraftstoffe

Neben den oben beschriebenen Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung bieten angepasste alternative Kraftstoffe Möglichkeiten zur Emissionssenkung. Diese Kraftstoffe lassen sich konventionell auf Mineralölbasis oder auch synthetisch mit alternativen Rohstoffen (z. B. nachwachsende Rohstoffe) herstellen. Hauptmotivation für die alternative Kraftstoffherstellung ist die Entschärfung der Rohölabhängigkeit und die Senkung der CO_2 -Emissionen. Die grundsätzlichen Herstellungsverfahren dazu werden im Folgenden erläutert. Anschließend folgt eine Betrachtung der wichtigsten Kraftstoffparameter [50], [51], [52], [53].

2.4.1 Herstellung flüssiger Kraftstoffe

Derzeitig erfolgt die Kraftstoffproduktion hauptsächlich auf Basis von fossilem Erdöl. Die Verarbeitung des Erdöls geschieht in Raffinerien und kann grundsätzlich in die Schritte Destillation und Umwandlung unterteilt werden. Durch die Destillation wird das Erdöl aufgrund des Siedeverhaltens aufgetrennt in Fraktionen (Fraktionierung). Es entstehen damit unterschiedliche Erzeugnisse, die sich durch ihr Siedeverhalten und ihre Molekülstruktur unterscheiden. Die prozentuale Aufteilung dieser Fraktionen hängt vom Rohöl ab. Durch Konversion kann diese Aufteilung in engen Grenzen an den Bedarf angepasst werden, indem die Kraftstoffmoleküle in kürzere Ketten umgewandelt⁵ werden. Die **Abb. 2.9** zeigt in diesem Zusammenhang vereinfacht die Prozesse und die entstehenden Erzeugnisse einer Raffinerie [14], [27], [49].

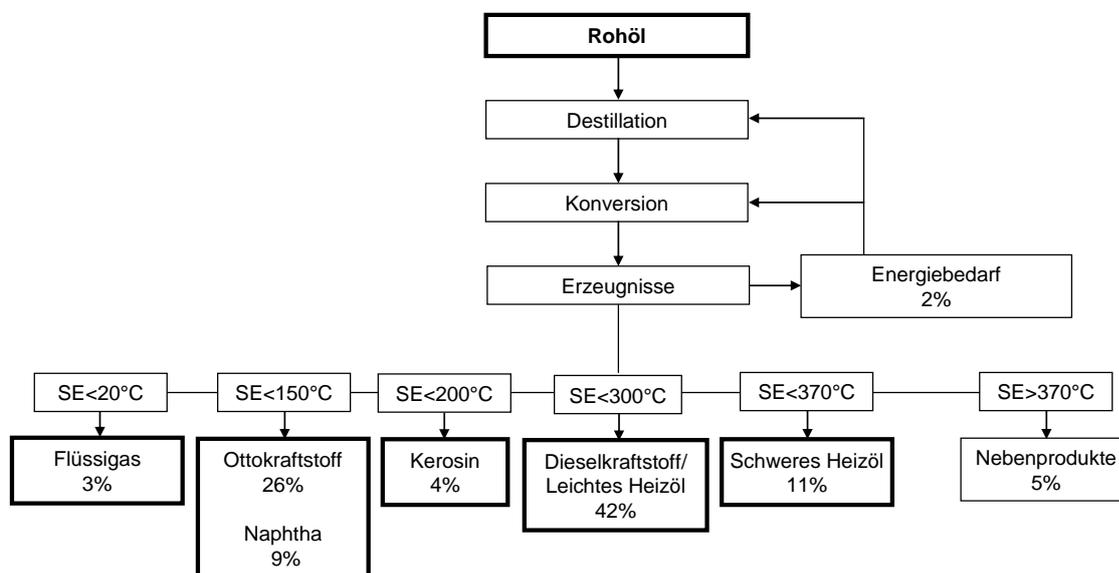


Abb. 2.9: Prinzipielle Prozesse und Erzeugnisse⁶ einer modernen Erdölraffinerie nach (SE=Siedende) [49]

Alternativ können Kraftstoffe aus Kohle, Erdgas und Biomasse synthetisch hergestellt werden. Allerdings ist die Ausbeute mit alternativen Herstellungsverfahren im Vergleich zu dem Mineralölprozess geringer [38] (**Abb. 2.10**).

⁵ auch Cracken genannt

⁶ die Aufteilung ist von der Prozessführung und von der Erdölqualität abhängig

Herstellungsart	BtL-Anlage	GtL-Anlage	CtL-Anlage	Mineralö Raffinerie
Verwendeter Rohstoff	Biomasse z. B. Holz	Erdgas	Kohle z. B. Steinkohle	Erdöl
Umwandlung in flüssige Kraftstoffe	45-55%	55-66%	35-50%	ca. 93%

■ Nachwachsende Rohstoffe
■ Fossile Rohstoffe

Abb. 2.10: Kraftstoffausbeute verschiedener Kraftstoffherstellungsarten bezogen auf den zugeführten Rohstoff (energetische Betrachtung) [3], [36], [49], [47]

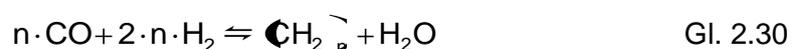
Dennoch wird synthetischen Kraftstoffen auch im Zusammenhang mit homogenen, selbstzündenden Brennverfahren eine zunehmende Bedeutung aufgrund der stofflichen Zusammensetzung und Definierbarkeit eingeräumt [51]. Besonders im Blickfeld sind die Kraftstoffe GtL (Gas to Liquid, auf der Basis von Erdgas) und BtL (Biomass to Liquid, auf der Basis von Biomasse). Letzterer bietet den Vorteil, dass sich von der Herstellung bis zur Verbrennung ein nahezu geschlossener CO₂-Kreislauf ergibt. Das Verfahren zur Gewinnung von CtL-Kraftstoff (Coal to Liquid) ist aufgrund des schlechten Wirkungsgrades und der hohen CO₂-Emission bislang von untergeordneter Bedeutung, entsprechend wird Kohle vornehmlich direkt verbrannt. Ausnahme ist der chinesische Raum. Hier wird aufgrund der großen Kohlevorkommen zunehmend die CtL-Herstellung angewendet.

Für die Gewinnung von GtL-Kraftstoff wird aus Erdgas ein Synthesegas erzeugt. Es gibt dafür verschiedene Methoden, von denen die Dampf-Reformation weit verbreitet ist. Entschwefeltes Erdgas und Wasser reagieren endotherm bei 500-850°C. Die erforderliche Wärme wird durch teilweise Verbrennung des Erdgases erzeugt. Die Reaktionsgleichung der Dampf-Reformation ist in Gl. 2.29 wiedergegeben [38]:



Für die BtL- und CtL-Herstellung wird ebenfalls Synthesegas erzeugt. Dazu wird Biomasse bzw. Kohle vergast [38]. Da Synthesegas aus Biomasse für den Folgeprozess zu wenig Wasserstoff enthält, wird mit einem Wasser-Gas-Shift-Prozess das erforderliche Verhältnis von Wasserstoff zu Kohlenmonoxid eingestellt (üblicherweise ca. 2:1) [13].

Die folgenden Schritte nach der Synthesegaserzeugung bei der BtL-, GtL- und CtL-Herstellung gleichen sich. Durch eine Fischer-Tropsch-Synthese wird das Synthesegas, bestehend aus CO und H₂, an einem Metallkatalysator zu flüssigen Kohlenwasserstoffen umgewandelt. Die folgende Gleichung beschreibt die Grundreaktion für diese Umwandlung:



Für diese Reaktion wird in der Literatur die Standardreaktionsenthalpie mit

$$h = -n \cdot 140 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{mol}} \right] \quad \text{Gl. 2.31}$$

angegeben [38]. Durch die Fischer-Tropsch-Synthese entstehen langkettige reine Kohlenwasserstoffe [13]. Auch hier kann durch Fraktionierung die Aufteilung in Diesel und Naphthakraftstoff in engen Toleranzen angepasst werden. Die **Abb. 2.11** zeigt in diesem Zusammenhang vereinfacht die Prozesse und Erzeugnisse für GtL, BtL und CtL.

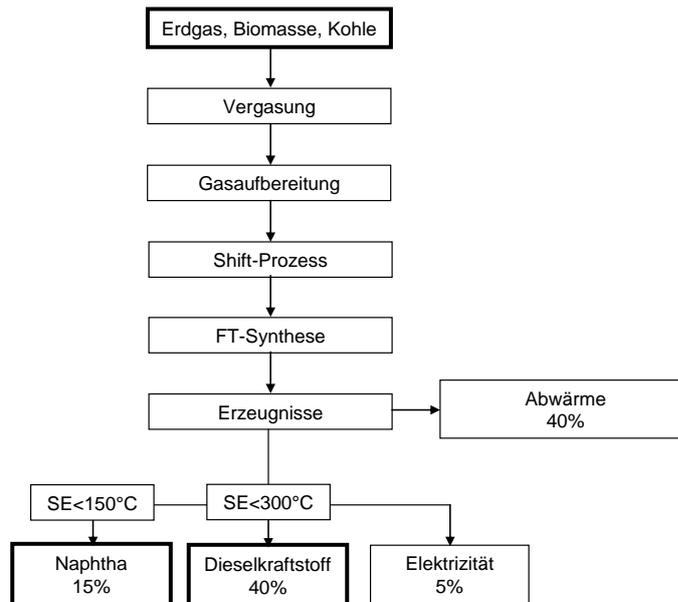


Abb. 2.11: Prinzipielle Prozesse und Erzeugnisse⁷ einer BtL-, GtL- und CtL-Herstellung nach [3] und [49]

2.4.2 Kraftstoffparameter und deren Einfluss auf die Verbrennung

Einzelkomponenten

Kraftstoffe bestehen im Wesentlichen aus vielen Kohlenwasserstoff- und Sauerstoffkomponenten basierend auf den atomaren Elementen Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H) und Sauerstoff (O). Entsprechend ihrer chemischen Molekülstruktur werden diese in folgende Komponenten unterteilt:

Paraffine (Alkane), Olefine (Alkene), Naphthene (Zyklo-Alkane), Aromaten und Sauerstoffträger (Alkohole) [38]. Durch Verunreinigungen können Kraftstoffe weitere Komponenten enthalten wie z. B. Schwefel. Da der Anteil an Verunreinigungen der verwendeten Kraftstoffe unter 0.01% liegt und für die Verbrennung keine Relevanz hat, wird auf diese Komponenten nicht weiter eingegangen.

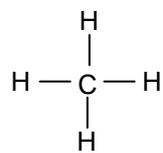
Entscheidend für die Eigenschaften von Kohlenwasserstoffen sind neben der Molekülstruktur auch die Anzahl der C-Atome im Molekül bzw. die Kettenlänge. Beide Einflüsse werden im Folgenden erläutert.

⁷ die Aufteilung ist von der Prozessführung und vom Rohstoff abhängig

Paraffine

Paraffine sind langkettige, gesättigte Kohlenwasserstoff-Verbindungen mit der Summenformel C_nH_{2n+2} . Paraffine werden in n-Paraffine und iso-Paraffine unterteilt. N-Paraffine weisen keine Verzweigungen in den Ketten auf und sind deshalb sehr zündwillig. Ein typisches n-Paraffin ist n-Heptan (vgl. **Abb. 2.12**). Die Komponente iso-Oktan ist ein Vertreter der iso-Paraffine (vgl. **Abb. 2.13**). Iso-Paraffine besitzen im Vergleich zu n-Paraffinen aufgrund ihrer isomeren Anordnung eine niedrigere Zündwilligkeit und sind damit thermodynamisch weniger aktiv. Andererseits brennen iso-Paraffine im Vergleich zu n-Paraffinen schneller durch [4], [27], [40].

Methan CH_4



n-Heptan C_7H_{16}

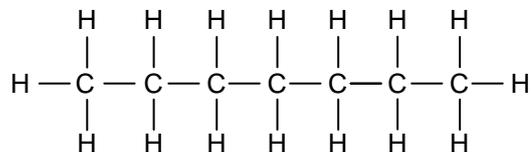


Abb. 2.12: Beispiele für den chemischen Aufbau von n-Paraffinen (Methan, n-Heptan)

iso-Oktan C_8H_{18}

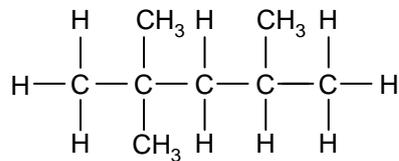


Abb. 2.13: Beispiel für den chemischen Aufbau von iso-Paraffinen (iso-Oktan)

Olefine

Olefine sind einfach oder mehrfach ungesättigte, kettenförmige HC-Verbindungen. Diese werden weiter unterteilt in Mono-Olefine und Di-Olefine, welche eine bzw. zwei Doppelbindungen besitzen (vgl. **Abb. 2.14**). Sie lassen sich mit den Summenformeln C_nH_{2n} (Mono-Olefine) bzw. C_nH_{2n-1} (Di-Olefine) beschreiben. Olefine sind zündwillig, jedoch zündunwilliger im Vergleich zu den n-Paraffinen [4], [27], [40].

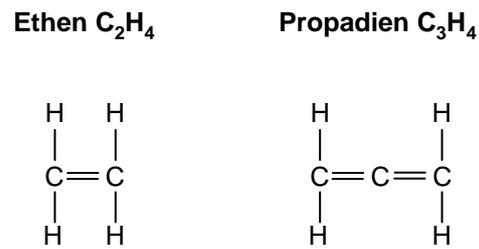


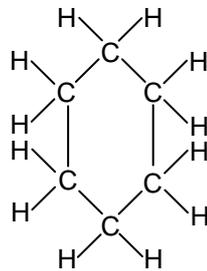
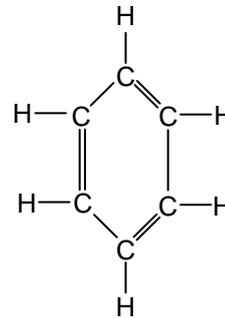
Abb. 2.14: Beispiel für den chemischen Aufbau von Mono-Olefinen (Ethen) und Di-Olefinen (Propadien)

Naphthene

Zu Naphthenen gehören ringförmige, gesättigte einfache HC-Verbindungen (entsprechend C_nH_{2n}), die vom Brennverhalten vergleichbar mit Olefinen sind. (vgl. **Abb. 2.15**) [4], [27], [40].

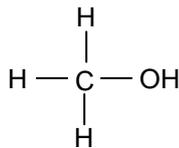
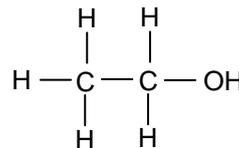
Aromaten

Die letzte Gruppe der reinen HC-Verbindungen bilden die Aromaten. Diese besitzen als strukturelles Merkmal einen Benzolring (sechs C-Atome mit Doppelbindungen, vgl. **Abb. 2.15**). Aromaten können durch die Anzahl dieser Ringe im Molekül unterschieden werden. Enthält ein Aromat einen Ring, handelt es sich um einen Monoaromaten, bei mehreren Ringen handelt es sich um einen Polyaromaten. Beide Typen sind kompakt und haben aufgrund ihres relativ hohen Kohlenstoffgehaltes einen höheren Luftbedarf zur vollständigen Verbrennung als die bisher genannten Komponenten. Ein hoher Aromatenanteil im Kraftstoff setzt die Zündwilligkeit herab und erhöht die Dichte [4], [27], [40]. In [27] wurde festgestellt, dass Monoaromaten keinen erkennbaren Einfluss auf die Partikel- und NO_x -Emission haben. Polyaromaten steigern jedoch aufgrund ihres zündunwilligen, kompakten Aufbaus die Partikelemission.

Cyklohexan C₆H₁₂**Benzol C₆H₆****Abb. 2.15:** Beispiele für den chemischen Aufbau von Naphthenen (Cyklohexan) und Monoaromaten (Benzol)

Sauerstoffträger

Kohlenwasserstoffe mit angelagerten Sauerstoffatomen werden als Sauerstoffträger bezeichnet. Zu diesen gehören Alkohole (siehe **Abb. 2.16**), Ether, Ketone und Aldehyde. Die angelagerten Sauerstoffatome vermindern durch den Sauerstoffanteil den Heizwert sowie den Luftbedarf des Kraftstoffs. Vorteilhaft ist die verbesserte Rußoxidation während der Verbrennung durch den Sauerstoff im Kraftstoff [4], [27], [40]. Die in dieser Arbeit betrachteten Kraftstoffe enthalten keine nennenswerten Sauerstoffträger. Grund hierfür ist, dass diese durch eine Raffinerie oder eine Fischer-Tropsch-Synthese hergestellt wurden.

Methanol CH₃OH**Ethanol C₂H₅OH****Abb. 2.16:** Beispiel für den chemischen Aufbau von Alkoholen (Methanol, Ethanol)

Zündwilligkeit

Für selbstzündende Gemische ist besonders die Zündwilligkeit von Bedeutung. Diese beschreibt die Selbstzündungsneigung eines Kraftstoffs. Das Maß für die Zündwilligkeit wird mit der Cetanzahl (CZ) angegeben. Sie steht in enger Beziehung zur Zündverzugszeit (siehe Kapitel 2.1). Die Cetanzahl gibt an, wie viel Volumenprozent Hexadecan eine Mischung aus Hexadecan⁸ und Methyl-naphthalin⁹ enthält, die in einem Prüfmotor dieselbe Zündverzugszeit wie der untersuchte Kraftstoff aufweist [38]. Anerkannte Verfahren zur Bestimmung der Cetanzahl sind die DIN 51773 (BASF-

⁸ per Definition: CZ=100, zündwillig, C₁₆H₃₄, n-Paraffin, auch Cetan genannt

⁹ per Definition: CZ=0, zündunwillig, C₁₁H₁₀, Poly-Aromat

Methode) und die DIN EN ISO 5165 (CFR-Methode). Da sich das CFR-Verfahren speziell für Kraftstoffe mit niedrigen Cetanzahlen bewährt hat, ist die gemessene Cetanzahl in dieser Arbeit nach der CFR-Methode bestimmt worden.

Die Cetanzahl ist abhängig von der Anzahl der C-Atome und steigt mit der Anzahl langkettiger Komponenten. N-Paraffine haben damit eine hohe Cetanzahl. Stark verzweigte Moleküle, wie Aromaten, haben eine niedrige Cetanzahl. Olefine und Naphthene nehmen in diesem Zusammenhang eine Mittelstellung ein. Dieser Zusammenhang wird in **Abb. 2.17** veranschaulicht und ist in [4], [27] und [40] beschrieben.

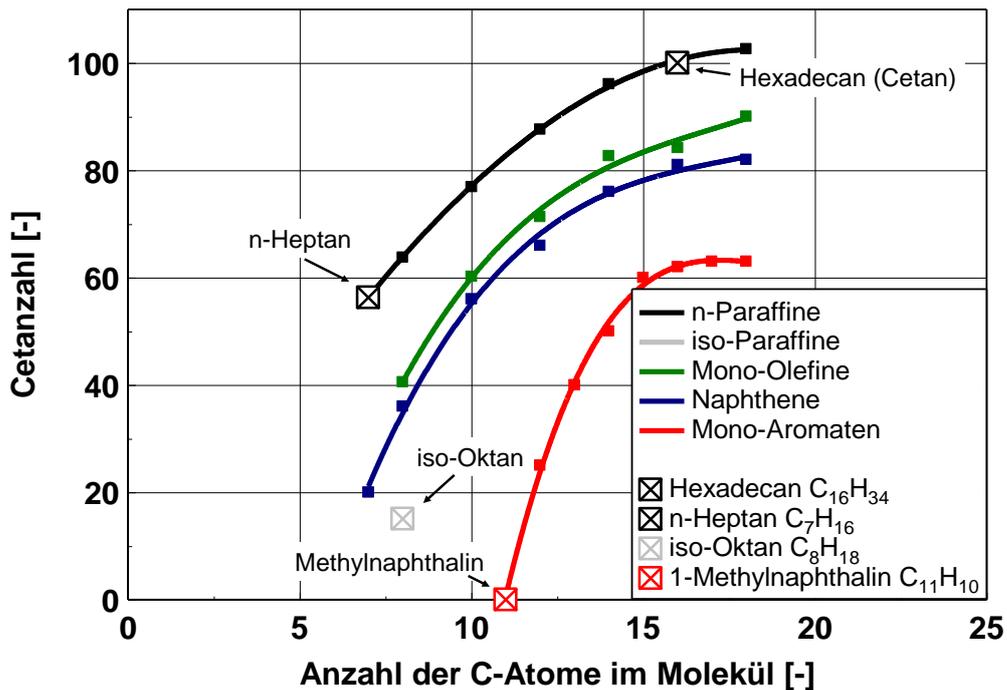


Abb. 2.17: Cetanzahl in Abhängigkeit von der Anzahl der C-Atome im Molekül [27], [38], [39], [59]

Nach [50] und [51] wirkt sich ein verlängerter Zündverzug infolge einer niedrigen Cetanzahl günstig auf die Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches aus (vgl. Kapitel 2.1). Allerdings führt eine niedrige Cetanzahl zu erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen im Abgas und einem erhöhten Verbrennungsgeräusch des Motors. Grund dafür ist der verlängerte Zündverzug, der eine homogenere Gemischbildung ermöglicht. Diese führt zu einer schnelleren Wärmefreisetzung nach Verbrennungsbeginn mit größeren Bereichen schlechterer Oxidationsbedingungen [57].

Siedebereich

Die Siedetemperatur eines Kraftstoffs ist abhängig von seiner Zusammensetzung. Einkomponenten-Kraftstoffe weisen einen Siedepunkt auf. Mehrkomponenten-Kraftstoffe besitzen einen Siedebereich entsprechend der Siedepunkte der enthaltenen Einzelkomponenten. Abhängig vom chemischen Aufbau weisen HC-Verbindungen unterschiedliche Siedetemperaturen auf. Bei gleichartigem Molekülaufbau nimmt die Siedetemperatur mit steigender Anzahl der C-Atome zu (vgl. **Abb. 2.18**) [40], [57].

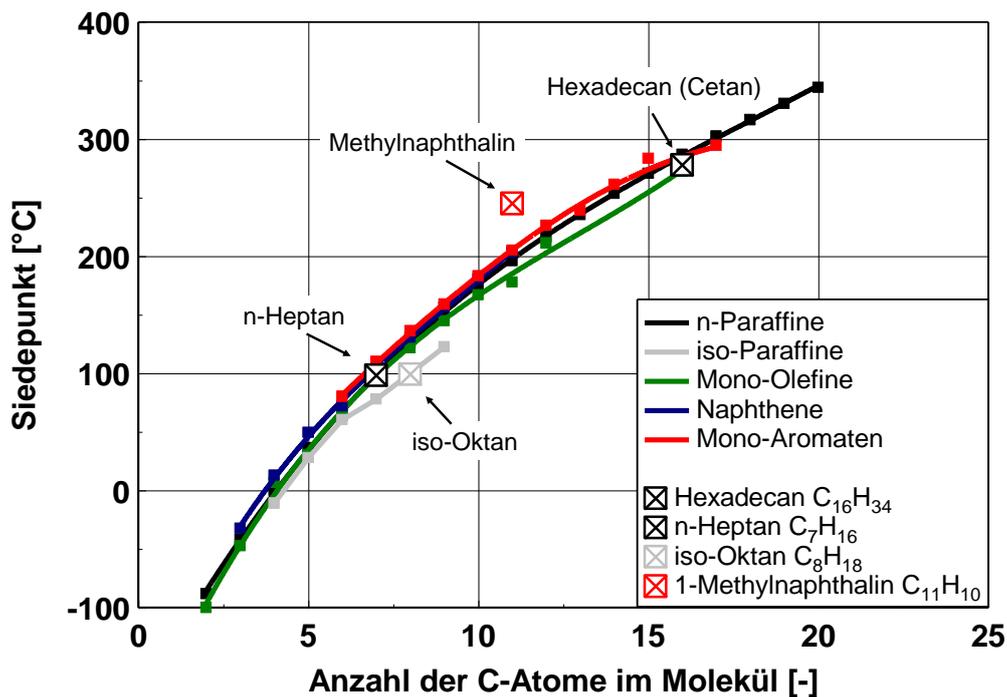


Abb. 2.18: Siedetemperatur in Abhängigkeit von der Anzahl der C-Atome im Molekül [27], [38], [39], [59]

Um dennoch Ein- und Mehrkomponenten-Kraftstoffe miteinander vergleichen zu können, wird bei Letzteren in dieser Arbeit der Siedebeginn (SB, 5% verdampft), Siedeschwerpunkt (SS, 50% verdampft) und das Siedeende (SE, 95% verdampft) betrachtet.

Die Siedelage eines Kraftstoffs hat entscheidenden Einfluss auf die Gemischaufbereitung [50]. Die Homogenisierung des Verbrennungsgemisches kann durch die Siedelage maßgeblich beeinflusst werden. Wie in [57] aufgeführt ist, behindert ein großer Anteil hochsiedender Komponenten die Verdampfung der eingespritzten Kraftstofftröpfchen, wodurch eine homogene Gemischaufbereitung erschwert wird [40]. Ein großer Anteil leichtsiedender Fraktionen führt zu einer schnelleren Verdampfung. Dadurch wird der vorgemischte Anteil der Verbrennung erhöht [57].

Dichte

Die molare Masse von Kohlenstoff ist im Vergleich zu Wasserstoff höher. Deshalb führt ein erhöhtes C/H-Verhältnis des Kraftstoffs in der Regel zu einer erhöhten Dichte. Weiterhin steigt aufgrund der Molekülstruktur mit steigender Anzahl der C-Atome die Dichte an. Ausnahme sind die Aromaten. Bei ihnen ist die Dichte höher und nahezu unabhängig von der Anzahl der C-Atome. Grund dafür ist die kompakte Anordnung der Moleküle (vgl. **Abb. 2.19**) [27].

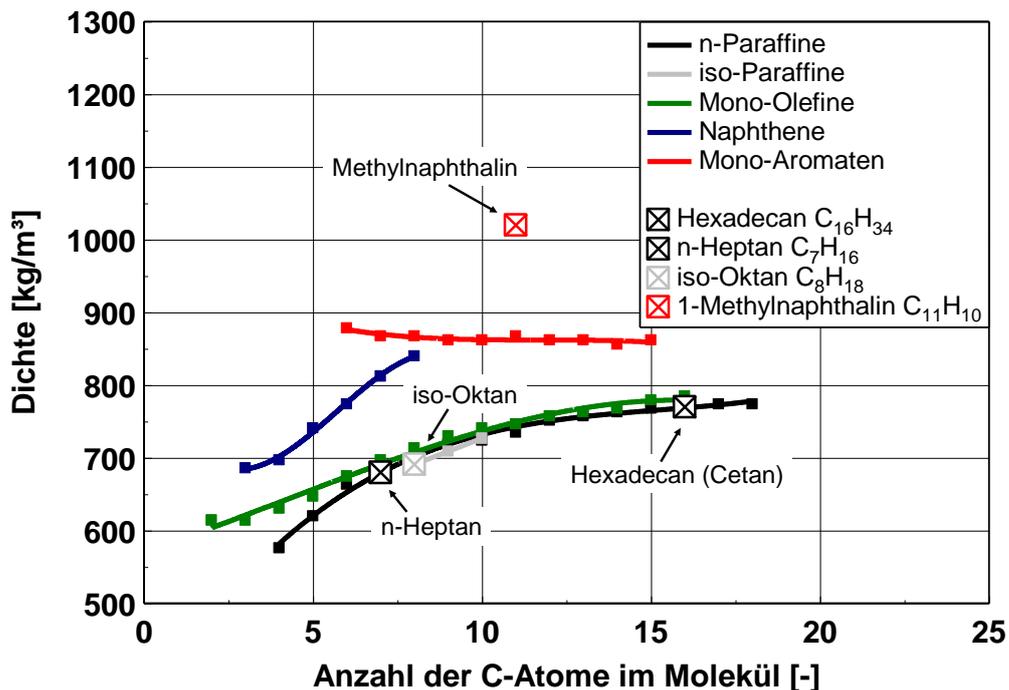


Abb. 2.19: Dichte in Abhängigkeit von der Anzahl der C-Atome im Molekül [27], [38], [39], [59]

Viskosität

Die dynamische Viskosität nimmt allgemein mit steigender Dichte bzw. steigender Anzahl der Kohlenstoffatome im Molekül zu. Bezogen auf die Gemischbildung führt eine zunehmende Viskosität zu größeren Kraftstofftröpfchen im Strahlaufbruch durch die Einspritzdüse. Das hat zur Folge, dass die Gemischaufbereitung heterogener wird und damit die Rußemissionen ansteigen [27], [57].

Heizwert

Der Heizwert H_u ist ein wichtiger Kennwert für Kraftstoffe zur Beschreibung des Energieinhaltes. Basis für die Bestimmung des Heizwertes ist der Brennwert (auch oberer Heizwert H_o genannt). Er ist definiert als gravimetrische Energiemenge in J/kg, die bei vollständiger Verbrennung bei 30 bar Sauerstoffatmosphäre freigesetzt wird, wobei die Anfangs- und Endprodukte eine Temperatur von 25°C haben und das bei der Verbrennung entstandene Wasser kondensiert vorliegt. Im Unterschied dazu bleibt das Wasser beim unteren Heizwert H_u gasförmig. Damit wird die Kondensationswärme des Wassers beim unteren Heizwert nicht berücksichtigt.

Da bei motorischer Anwendung die Kondensationswärme des Wassers im Abgas in der Regel ungenutzt bleibt, ist der untere Heizwert für Verbrennungsmotoren maßgeblich und wird in dieser Arbeit als Energiedichte für Kraftstoffe verwendet.

Der Heizwert eines Kraftstoffs ist im Wesentlichen von dem H/C-Verhältnis abhängig. Durch Erhöhung des Wasserstoffanteils in Kraftstoffen wird der Heizwert erhöht, weil der Heizwert von Wasserstoff (120.0 MJ/kg) größer ist im Vergleich zum Heizwert des

Kohlenstoffs (32.8 MJ/kg). Neben dieser Abhängigkeit ist der Heizwert jedoch auch von der chemischen Struktur bzw. Bindung abhängig. Aromaten haben deshalb verglichen mit Paraffinen, Olefinen und Naphthenen einen deutlich geringeren Heizwert (vgl. **Abb. 2.20**). Dies macht sich auch in der Praxis bemerkbar. Benzin kraftstoffe müssten theoretisch aufgrund ihrer Siedelage einen höheren Heizwert haben als Dieselkraftstoffe. Da aber der Aromatenanteil im Benzin relativ hoch ist, sind die Heizwerte für Benzin- und Dieselkraftstoff annähernd gleich.

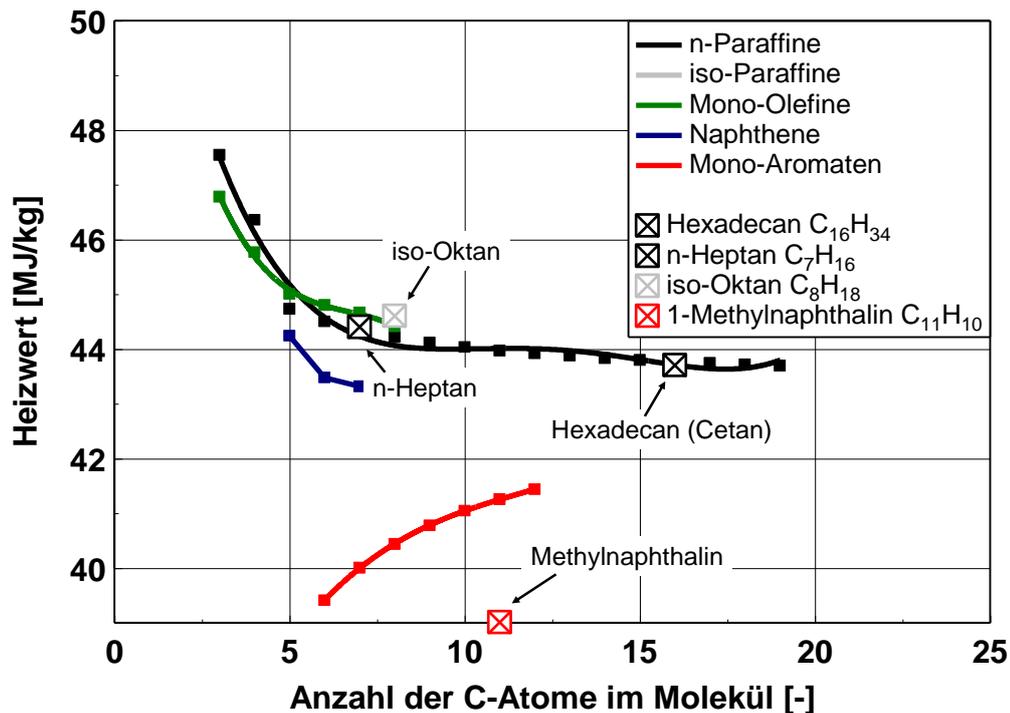


Abb. 2.20: Heizwert in Abhängigkeit von der Anzahl der C-Atome im Molekül [25], [27], [38], [39], [59]

Nach [5] lässt sich der Heizwert von Kohlenwasserstoffen aus der Elementaranalyse durch eine empirische Gleichung abschätzen:

$$H_u = 34.83 \cdot C + 93.87 \cdot H \quad [\text{MJ/kg}] \quad \text{Gl. 2.32}$$

Dabei sind C und H die Massenanteile von Kohlenstoff und Wasserstoff. Da diese Formel nur die H- und C-Anteile berücksichtigt und die chemische Struktur vernachlässigt, kann die Berechnung um mehrere Prozentpunkte abweichen. Deshalb ist die experimentelle Heizwertbestimmung für eine höhere Genauigkeit notwendig [5].

Ein Kraftstoff mit erhöhtem Heizwert führt zwangsläufig, bei angenommen gleichem Durchbrennverhalten, zu niedrigeren gravimetrischen Kraftstoffverbräuchen. In der Regel fällt bei diesem Kraftstoff jedoch die Dichte durch einen erhöhten Wasserstoffanteil stärker ab. Dieser Zusammenhang führt dann in Summe zu einem erhöhten volumetrischen Kraftstoffverbrauch (vgl. beispielhaft H_u und $H_u \cdot \rho$ aus **Tab. 4.1**) [27], [59].

H/C-Verhältnis und Wassergehalt

Das H/C-Verhältnis bzw. die prozentualen Massenanteile von Kohlenstoff und Wasserstoff eines Kraftstoffs legen den theoretischen Luftbedarf ($L_{\text{stöch}}$), der zur vollständigen Verbrennung notwendig ist, fest (Gl. 2.33):

$$L_{\text{stöch}} = \frac{2.664 \cdot C_{\text{mass}[\%]} + 7.937 \cdot H_{\text{mass}[\%]}}{0.232} \left[\frac{\text{kg Luft}}{\text{kg Kraftstoff}} \right] \quad \text{Gl. 2.33}$$

Das Verhältnis aus der tatsächlich der Verbrennung zugeführten Luftmasse (m_{Luft}) zum theoretischen Luftbedarf ($L_{\text{stöch}}$) multipliziert mit der zugeführten Kraftstoffmasse (m_B) ist dann das Luftverhältnis λ (Gl. 2.34):

$$\lambda = \frac{m_{\text{Luft}}}{L_{\text{stöch}} \cdot m_B} \quad [-] \quad \text{Gl. 2.34}$$

Durch ein hohes H/C-Verhältnis wird in der Regel bei Kraftstoffen nach [27] und [59], wie oben beschrieben, der Heizwert erhöht und die Dichte abgesenkt. Zusätzlich führt dieses höhere H/C-Verhältnis bei gleichem Durchbrennverhalten nach Gl. 2.1 zu geringeren CO_2 -Emissionen, weil weniger Kohlenstoff im Kraftstoff zu weniger CO_2 im Abgas führt. Die **Abb. 2.21** zeigt das H/C-Verhältnis in Abhängigkeit der Anzahl der C-Atome im Molekül für die verschiedenen H/C-Moleküle.

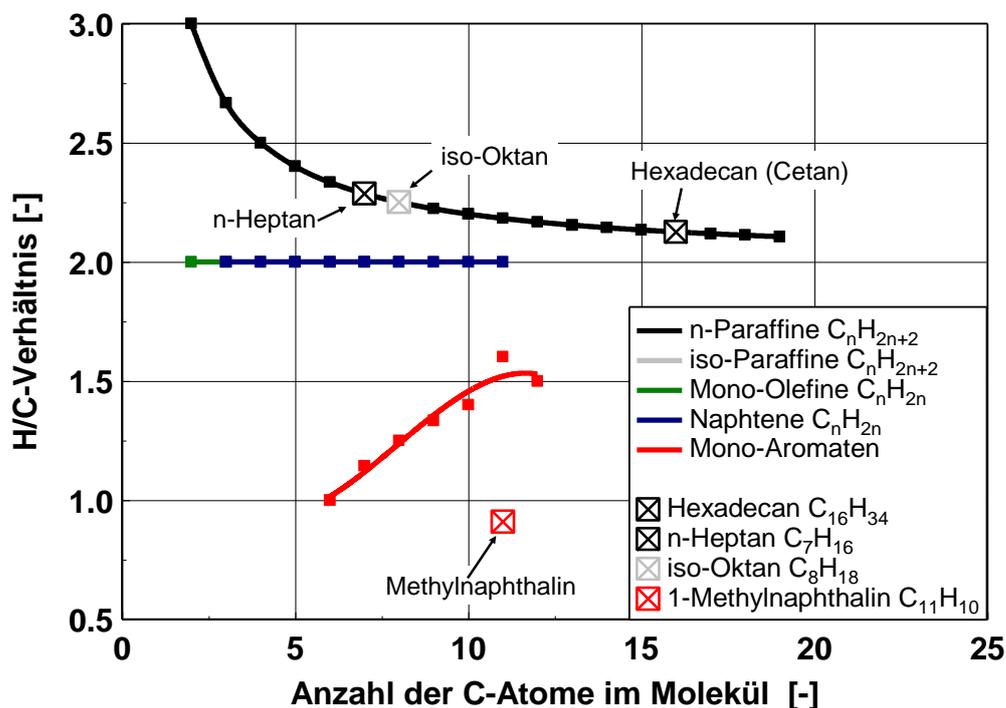


Abb. 2.21: H/C-Verhältnis in Abhängigkeit von der Anzahl der C-Atome im Molekül [25], [27], [38], [39], [59]

N-Paraffine, iso-Paraffine, Mono-Olefine (auch Di-Olefine) und Naphtene sind charakterisiert durch eine definierte Strukturformel. Aromaten sind aufgrund ihres ringförmigen Aufbaus eine Ausnahme. Bei ihnen ist das H/C-Verhältnis abhängig von der

aromatischen Molekülstruktur und kann nicht durch eine feste Strukturformel beschrieben werden.

In **Abb. 2.21** wird deutlich, dass besonders kurzkettige Paraffine zu hohen H/C-Verhältnissen führen.

Eine weitere Möglichkeit, die Schadstoffe im Abgas zu verringern, bietet eine Wassereinspritzung bzw. eine Wasser / Kraftstoffemulsion. Strey [55] stellt beispielsweise mit einem Common Rail Einspritzsystem fest, dass ein Wasseranteil von 27% weitestgehend zu einer rußfreien Verbrennung führt und zusätzlich 30-60% weniger Stickoxide gebildet werden. Kritisch bei dieser Vorgehensweise sind jedoch die Langzeitstabilität einer solchen Emulsion und das Verhalten von Wasser bei Temperaturen unterhalb von 0°C bzw. über 100°C. Die für diese Arbeit verwendeten Kraftstoffe enthalten aufgrund ihrer Herstellungsart keinen Wasseranteil.

Tabellarische Zusammenfassung

Als Zusammenfassung des Kapitels 2.4.2 dient die **Tab. 2.1**. Sie zeigt die tendenziellen Einflüsse verschiedener Molekülstrukturen auf wesentliche Kraftstoffeigenschaften.

Tab. 2.1: Tendenzielle Einflüsse von Kraftstoffkomponenten auf Kraftstoffeigenschaften

	Zündwilligkeit	Siedeschwerpunkt	Dichte	Heizwert	H/C-Verhältnis	Brenndauer	Viskosität
n-Paraffine	++	o	-	+	+	o	o
iso-Paraffine	-	o	-	+	+	-	o
Olefine	+	o	-	+	o	+	o
Naphthene	o	o	+	o	o	+	+
Mono-Aromaten	--	o	++	-	-	o	+
Poly-Aromaten	--	o	+++	--	-	o	+
Steigende Anzahl der C-Atome im Molekül	++	++	+*	-*	+	-	+

(+=Kennwert steigt; o=kein Einfluss; -=Kennwert sinkt; *=bis auf Aromaten)

3 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Die experimentellen Versuche dieser Arbeit wurden an einem schnelllaufenden Einzylinder-Forschungsmotor auf einem Prüfstand der VW Konzernforschung durchgeführt. Grundlegende Eigenschaften des Versuchsaufbaus und Besonderheiten, die von konventionellen Motorprüfständen abweichen, werden im Folgenden beschrieben. Anschließend folgt eine spezifische Fehlerrechnung des Prüfstandsystems.

3.1 Versuchsträger

Einzylindermotor

Als Bindeglied in der Entwicklungsprozesskette zwischen Druckkammer und Vollmotor ermöglicht der Einzylindermotor als flexibles Werkzeug erweiterte Möglichkeiten zur Erforschung von Brennverfahren und Kraftstoffqualitäten [32]. Wesentliche Vorteile des Einzylindermotors im Vergleich zu Vollmotoren sind:

- Hohe Reproduzierbarkeit der Messergebnisse
- Thermodynamische Randbedingungen exakt einstellbar
- Keine Quereinflüsse anderer Zylinder
- Geringer Kraftstoffverbrauch (Sonderkraftstoffe)

Der hier verwendete Motor basiert auf einem 4 Zylinder Serienaggregat (TDI[®], 1968 ccm Hubraum, Serienstand 2007). Betrieben wird der 4. Zylinder; Kolben und Pleuel der Zylinder 1-3 wurden entfernt. Aufgrund dieser Änderung mussten mit Hilfe von zusätzlichen Ausgleichsgewichten an der Kurbelwelle und am Zweimassenschwungrad die rotatorischen Massenkräfte zu 100% und oszillierende Massenkräfte zu 50% ausgeglichen werden. Der Motor ist vollkonditioniert (Motoröl-, Kühlwasser- und Ladelufttemperatur werden konstant gehalten) und mit einem fremdangetriebenen Common-Rail Einspritzsystem, das Einspritzdrücke bis zu 2000 bar ermöglicht, ausgerüstet. Um Druckschwankungen zu mindern, die in Common Rail Systemen auftreten, wurde abweichend vom Serienstand ein Rail mit einem um den Faktor Zehn vergrößerten Volumen eingesetzt. Die Druckschwankungen werden dadurch auf ca. 1/3 reduziert. Dies verbessert die Reproduzierbarkeit der Kraftstoffzumessung und die Genauigkeit der Kraftstoffverbrauchsmessung. Weiterhin ist der Motor mit zwei Einlassventilen (Spiral- und Tangentialkanal) und einem Auslassventil ausgerüstet. Das Zylinderhubvolumen beträgt 492 cm³. Um eine hohe Reproduzierbarkeit der Messergebnisse zu ermöglichen, werden die Temperaturen von Motoröl, Kühlwasser und Kraftstofftemperatur, sowie Druck und Temperatur im Saugrohr in engen Toleranzen geregelt, wie der Abgasdruck, der mittels einer Stauklappe eingestellt wird (vgl. **Tab. 3.1**). Diese Größen können alle unabhängig voneinander und vom Motorbetrieb geregelt werden. Weiterhin können Quereinflüsse anderer Zylinder durch den Einzylinderbetrieb ausgeschlossen werden. Weitere Motordaten und Motorabbildungen sind im Anhang A.1 in **Tab. 8.1**, **Abb. 8.1**, **Abb. 8.2** und **Abb. 8.3** aufgeführt.

einem E-Motor angetriebene Verdichter erzeugt einen Überdruck von bis zu 2 bar. Eine Ladedruckregelung erfolgt bei konstanter Verdichterdrehzahl über die Verdichter-Drosselklappe im Bypass. Innerhalb dieses Bypasses verringert der Pulsationsdämpfer weitestgehend die im Einzylinderbetrieb unvermeidbaren Druckschwankungen auf der Saugseite.

Bevor die Luft über den Tangential- und Spiralkanal in den Brennraum gelangt, wird sie durch einen Ladeluftkühler auf die vorgegebene Temperatur konditioniert. Auf der Abgasseite kann hinter der Abgas-Drosselklappe über einen Partikelfilter¹³ das Abgas zurückgeführt werden. Die AGR-Rate wird mit Hilfe der AGR-Ventile und der Ansaugdrosselklappe reguliert.

Vergleich Einzylinder - Vollmotor

Von zentraler Bedeutung bei Messungen an Einzylindermotoren ist die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den Vollmotor. Um dies sicherzustellen, werden in einem ersten Schritt die Steuerzeiten und die Motorgeometrie vom Vollmotor übernommen. Nicht identisch sind das Saug- und das Abgasrohr am Zylinderkopf. Hier muss von einer Veränderung der Gasdynamik im Ansaug- und Ausschietakt ausgegangen werden, da die Geometrie an den Einzylinderbetrieb angepasst werden musste.

Zur Überprüfung der Übertragbarkeit wurden Vergleichsmessungen zwischen Vollmotor und Einzylindermotor durchgeführt. Dazu wurden am Vollmotor Lambdavarationen durch Veränderung der AGR-Rate gemessen. Verbrennungsschwerpunkt und indizierter Mitteldruck wurden konstant gehalten. Anschließend wurden die Betriebspunkte am Einzylindermotor entsprechend dargestellt und nachgemessen. Die thermodynamischen Randbedingungen wie Saugrohrdruck, Saugrohrtemperatur, Abgasdruck, Kühlwassertemperatur und Öltemperatur wurden durch Konditioniergeräte am Einzylindermotor nachgebildet. Die folgenden Abbildungen zeigen die Ergebnisse dieses Vergleichs zwischen Vollmotor und Einzylindermotor im Bezug auf Rußzahl und NO_x-Konzentration in Abhängigkeit vom Luftverhältnis Lambda beispielhaft für zwei Lasten (untere Teillast und mittlere Teillast des Vollmotors bei 2000 min⁻¹).

Obwohl die Messungen auf unterschiedlichen Motorprüfständen und an unterschiedlichen Motoren durchgeführt wurden, ist eine sehr gute Übereinstimmung der Messwerte erkennbar. Ein großer Einfluss des geänderten Saug- und Abgasrohres auf den Luftmassenstrom konnte nicht festgestellt werden. Die maximale Messwertabweichung für die **Abb. 3.2** und **Abb. 3.3** liegt unterhalb von 5%.

¹¹ Heissfilm-Luftmassenmesser der Fa. Bosch

¹² Drehkolbengaszähler der Fa. Aerzen

¹³ die Partikelfilter verhindern das Verschmutzen der Saugseite

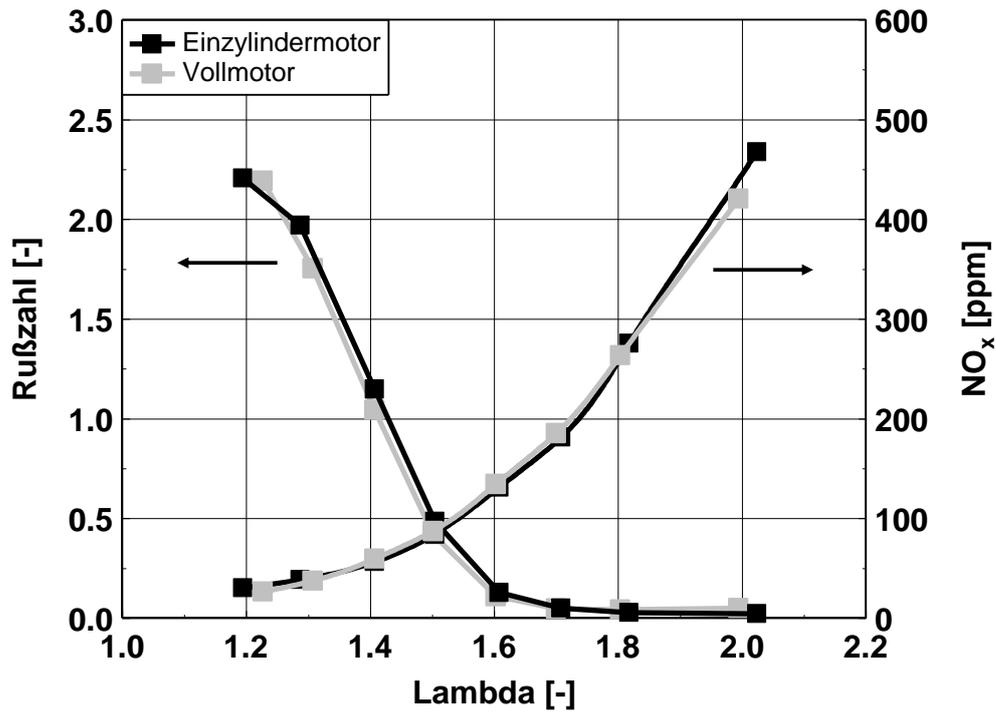


Abb. 3.2: Vergleich zwischen Vollmotor und Einzylindermotor; Rußzahl und NO_x-Konzentration in Abhängigkeit vom Lambda bei 2000 min⁻¹, 7 bar indizierter Mitteldruck, Verbrennungsschwerpunktlage 15°n. OT, Diesel

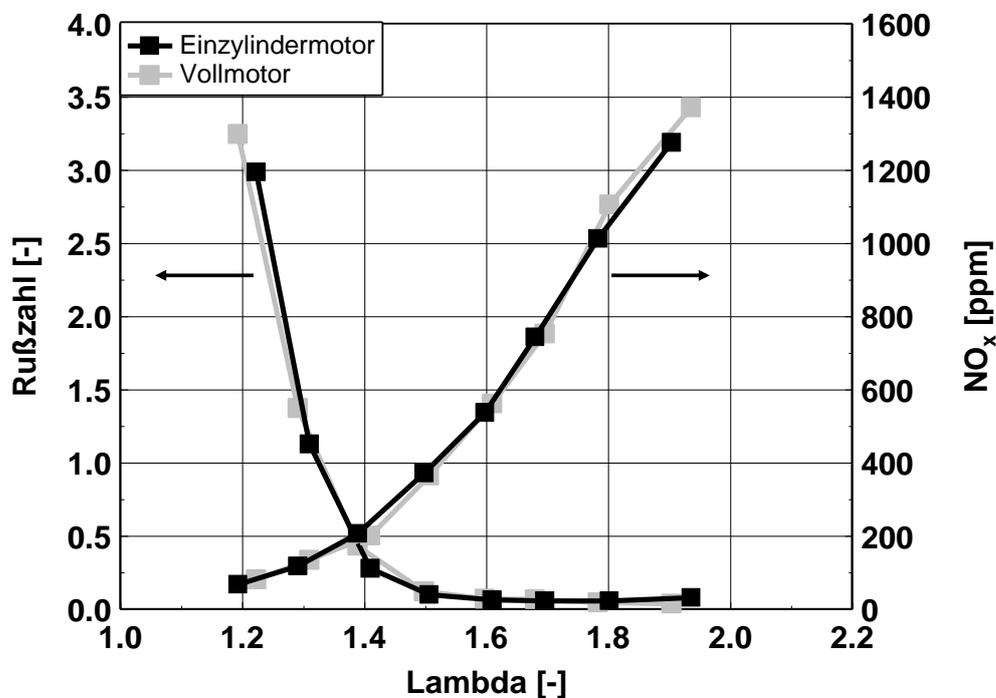


Abb. 3.3: Vergleich zwischen Vollmotor und Einzylindermotor; Rußzahl und NO_x-Konzentration in Abhängigkeit vom Lambda bei 2000 min⁻¹, 10 bar indizierter Mitteldruck, Verbrennungsschwerpunktlage 15°n. OT, Diesel

3.2 Prüfstand

Prüfstandssystem

Abb. 3.4 zeigt schematisch die Komponenten des Prüfstandes und deren Verknüpfungen. Ausgehend vom Versuchsträger (Einzylindermotor) erstreckt sich das Schaubild über die Motorkomponenten, Konditioniergeräte und Messtechnik bis zur Messdatenverarbeitung. Als zentrales Bindeglied aller Komponenten übernimmt die Prüfstandsautomatisierung die Steuerung, die Regelung, die Überwachung¹⁴ und die Messwerterfassung des Prüfstandes.

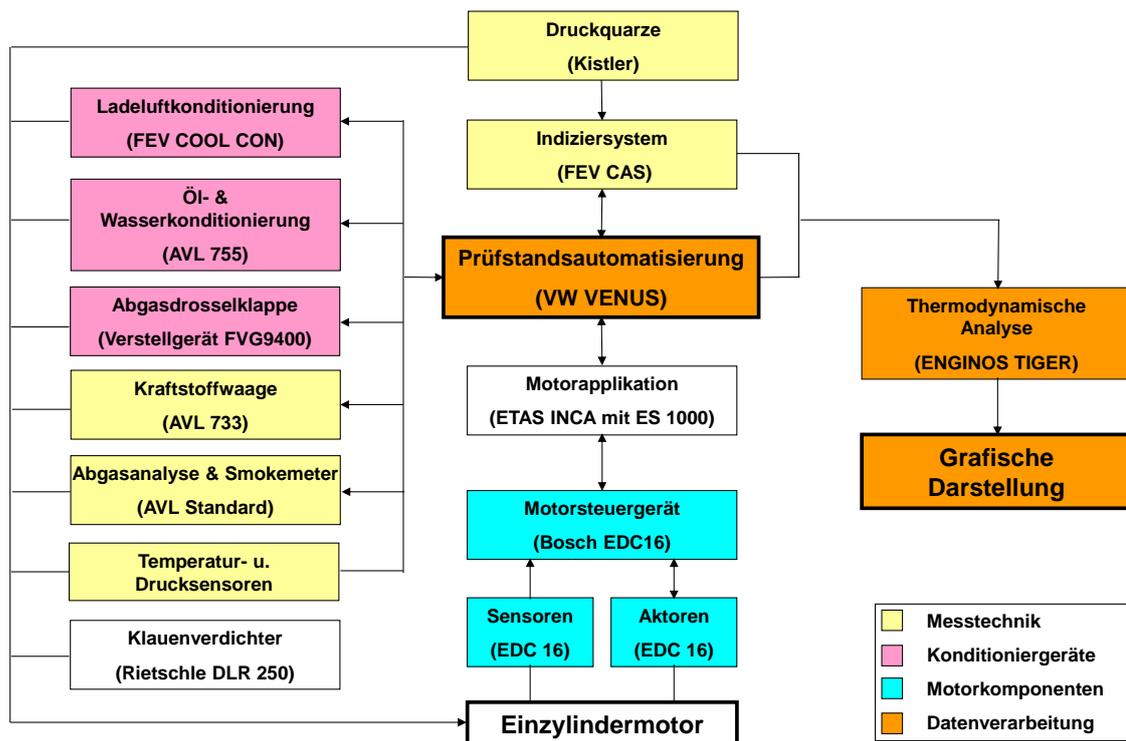


Abb. 3.4: Schaubild der Systemkomponenten des Motorprüfstandes mit Richtungspfeilen der Datenübertragung (Messtechnik, Konditioniergeräte, Motorkomponenten, Datenverarbeitung, Prüfstandsautomatisierung und Motorapplikation)

Messtechnik

Der Kraftstoffdurchsatz wird gravimetrisch mittels einer Kraftstoffwaage ermittelt. Die Kraftstofftemperatur wird zur Erhöhung der Messgenauigkeit am Motoreintritt auf 20°C konditioniert.

Die Abgasanalyse ist über eine auf 200°C beheizte Gasleitung, um auskondensieren des Wasser zu verhindern, mit dem Motorabgasrohr verbunden und misst die Konzentrationen der Emissionen CO₂, CO, HC, NO_x, O₂. Die dazu verwendete Gasleitung

¹⁴ Abschaltkriterien zum Motorschutz bzw. die Grenzen des System sind in **Tab. 3.1** und im Anhang A.1 angegeben.

wird im Messbetrieb in 30 Minuten-Intervallen gespült. Weiterhin wird die Abgasanalyse täglich vor Messbeginn auf Null- und Endgas justiert und anschließend mit Hilfe von Prüfgasen zusätzlich kalibriert. Für die Messung der Rußmasse ist das Motorabgasrohr durch eine separate Leitung mit einem Rauchwertmessgerät verbunden. Dieses Gerät bestimmt die filter smoke number (FSN, auch Rußzahl genannt) und die Rußkonzentration des Abgases. Mit Hilfe der einzelnen Abgaskonzentrationen und des Abgasvolumenstroms (errechnet auf Basis der Luftmassenmessung) ergeben sich dann die verschiedenen Emissionen als Massenstrom.

Zur Bestimmung der externen AGR-Rate wird mit Hilfe einer weiteren Gasentnahme CO_2 im Saugrohr gemessen. Die AGR-Rate ergibt sich über das CO_2 -Verhältnis zwischen Saugrohr und Abgas nach folgender Gleichung:

$$\text{AGR - Rate} = \frac{\text{CO}_{2,\text{Saugrohr}} - \text{CO}_{2,\text{Umgebung}}}{\text{CO}_{2,\text{Abgas}} - \text{CO}_{2,\text{Umgebung}}} \cdot 100 \quad [\%] \quad \text{Gl. 3.1}$$

Das Indiziersystem misst mit Hilfe von Druckquarzen im Brennraum den Zylinderdruck und am Spiral-, Tangential- und Auslasskanal den Druck vor bzw. nach Zylinderkopf. Diese Sensoren werden durch eine Wasserkühlung auf 50°C konditioniert. Alle anderen Messstellen werden stationär betrachtet und mit der Prüfstandsautomatisierung ausgelesen und aufgezeichnet.

Eine tabellarische Übersicht der verwendeten Messtechnik bietet die **Tab. 8.2** im Anhang.

Konditioniergeräte

Die thermodynamischen Randbedingungen des Motors werden in der Prüfstandsautomatisierung vorgegeben und mit Hilfe von Softwarereglern, Stellern und den Konditioniergeräten eingeregelt (vgl. **Abb. 3.4** und die **Tab. 3.1**).

Tab. 3.1: Regelbereich der Konditioniersysteme für die Darstellung diskreter thermodynamischer Randbedingungen des Motors

Thermodynamische Größe	Hersteller / Bezeichnung	Regelbereich	Maximale Abweichung vom Sollwert
Abgasdruck (Klappe)	SH Industrieelektronik / Abgasdruckklappe mit Fahrhebelverstellgerät	1050 mbar-3000 mbar (absolut)	2 mbar
Kraftstofftemperatur (Eintritt Hochdruckpumpe)	AVL / 733	15°C-50°C	0.5°C
Ladeluftdruck	Zephyr / Klauenverdichter mit Serien-Verdichter-Drosselklappe	1050 mbar-3000 mbar (absolut)	2 mbar
Ladelufttemperatur	FEV / COOL CON	20°C-100°C	0.1°C
Öldruck	AVL / 755	3 bar (absolut)	0.5 bar
Öltemperatur (Motoreintritt)	AVL / 755	20°C-100°C	0.1°C
Wassertemperatur (Motoraus-tritt)	AVL / 755	20°C-100°C	0.1°C

Durch die geringen Sollwertabweichungen kann davon ausgegangen werden, dass die thermodynamischen Randbedingungen des Motors quasi konstant gehalten werden.

Prüfstandsbetrieb

Für die Motorsteuerung greift die Prüfstandsautomatisierung über die Motorapplikation auf Fernsteuerwerte des Motorsteuergerätes zu, so dass Vorgaben ohne Veränderung vom Motorsteuergerät durchgeführt werden. Damit können alle benötigten Steller und Regler des Motors nach Wunsch mit Hilfe der Automatisierung vorgegeben werden (z. B. Raildruck). Neben den im Motorsteuergerät implementierten Reglern kommen zusätzliche Motorregler zum Einsatz (vgl. **Tab. 3.2**). Mit Hilfe der Motorsteuerung und den zusätzlichen Reglern wird eine größere Variationsbreite der Motorparameter im Vergleich zum Vollmotor erreicht. Durch geringere Sollwertabweichungen aufgrund optimierter Reglerparameter wird damit annähernd ein stationärer Motorbetrieb ermöglicht.

Tab. 3.2: Zusätzliche Motorregler in der Prüfstandsautomatisierung

Geregelte Größe	Herkunft des Messwertes	Stellgröße	Zulässige Abweichung vom Sollwert
AGR-Rate	CO ₂ -Verhältnis zwischen Saugrohr und Abgas	AGR-Ventile und Ansaug-Drosselklappe	0.5%
Einspritzmasse	Kraftstoffwaage	Ansteuerdauer	0.25 mg/Hub
indizierter Mitteldruck	Indiziersystem	Ansteuerdauer	0.1 bar
Lambda	Abgasanalyse	Ansteuerdauer	0.015-0.001 Abhängig vom Lambda
Lambda	Abgasanalyse	AGR-Ventile und Ansaug-Drosselklappe	0.01
Verbrennungsschwerpunkt (AI50, 50% Energieumsatz)	Indiziersystem	Ansteuerbeginn	0.2°KW

Datenerfassung

Bevor eine Messung ausgelöst wird, überprüft das System, ob alle Messpunktvorgaben innerhalb der geforderten Toleranzen (vgl. **Tab. 3.1** und **Tab. 3.2**) liegen und dieser Zustand länger als 10 s eingehalten wird.

Die Datenerfassung wird zunächst in zwei Systeme aufgeteilt: Die Kurbelwinkel aufgelösten Messgrößen speichert das Indiziersystem ab (pro Messpunkt 100 Zyklen in 0.1°KW-Abständen). Alle anderen Messgrößen werden durch die Prüfstandsautomatisierung aufgezeichnet (Abtastrate von 4 Hz über 30 s gemittelt). Im Anschluss werden die Indizierdaten und Prüfstandsdaten durch eine Datenverarbeitung für die Auswertung zusammengeführt.

3.3 Fehlerrechnung

Um eine hohe Reproduzierbarkeit und eine hohe Messgenauigkeit zu gewährleisten, wurden verschiedene Maßnahmen getroffen (vgl. Abschnitt 3.1 und 3.2). Dennoch sind Messsysteme fehlerbehaftet und sollen deshalb an dieser Stelle anhand elementarer Messgrößen mit Hilfe einer Fehlerrechnung analysiert werden. Diese Rechnung soll damit den Einfluss der Messfehler auf die ab Kapitel 4 gezeigten Messergebnisse zeigen.

Es wurden dazu zwei Lastpunkte mit unterschiedlicher Drehzahl im Wechsel als Referenzpunkte angefahren (Messplan zur Fehlerrechnung: Anhang A.3, **Tab. 8.3**). Die betrachteten Messgrößen konnten nach einer Überprüfung als „normalverteilt“ bewertet werden und lassen damit eine statistische Auswertung zu.

Die Standardabweichung s einer Messreihe mit n Messungen ist ein Maß für die Streuung der Messwerte x_i um den arithmetischen Mittelwert \bar{x} [21].

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad \text{Gl. 3.2}$$

Mit Hilfe der Standardabweichung lässt sich nun der Variationskoeffizient v bestimmen. Dieser Koeffizient ist ein normierter Kennwert in Prozent, der die relative Standardabweichung von Messwerten darstellt.

$$v_k = \frac{s}{\bar{x}} \cdot 100\% \quad \text{Gl. 3.3}$$

Die Variationskoeffizienten der beiden gemessenen Referenzbetriebspunkte für unterschiedliche Messgrößen sind in der folgenden Tabelle aufgeführt.

Tab. 3.3: Variationskoeffizienten v der Messgrößen

Messgröße	Einheit	v_{k1} (Referenzpunkt 1)	v_{k2} (Referenzpunkt 2)	$\bar{\varnothing}$ (v_{k1} und v_{k2})
Brennbeginn (AI5, 5% Umsatz)	[°KW]	1.8%	2.9%	2.3%
Brennende (AI90, 90% Umsatz)	[°KW]	1.6%	3.2%	2.4%
Brennschwerpunkt (AI50, 50% Umsatz)	[°KW]	1.0%	0.9%	1.0%
indizierter Kraftstoff- verbrauch	[g/kWh]	0.4%	0.2%	0.3%
indizierter Mittel- druck	[bar]	0.2%	0.2%	0.2%
Lambda	[-]	0.3%	0.2%	0.3%
Luftdurchsatz	[kg/h]	1.7%	3.3%	2.5%
max. Zylinderdruck- anstieg	[bar/°KW]	1.3%	1.0%	1.2%
Ruß	[g/kWh]	6.8%	4.6%	5.7%
Zündverzug	[°KW]	0.6%	0.3%	0.5%
CO	[g/kWh]	2.2%	4.8%	3.5%
HC	[g/kWh]	6.1%	7.2%	6.7%
NO _x	[g/kWh]	2.6%	2.8%	2.7%

Die relative Standardabweichung aus **Tab. 3.3** liegt bei den meisten Messgrößen unter 3%. Messprinzipbedingt (vgl. A.2 Verwendete Messtechnik) muss bei den Messgrößen Ruß, CO, HC von einer schlechteren Messgenauigkeit ausgegangen werden. Bestätigt wird das durch die **Tab. 3.3**.

Schlussfolgerung dieser Untersuchung ist, dass bei Messunterschieden die innerhalb des Bereichs des Variationskoeffizienten liegen, in den folgenden Untersuchungen nicht unterschieden wird.

4 Experimenteller Teil

Der folgende experimentelle Teil ist aufgeteilt in eine Betrachtung alternativer Kraftstoffe und in eine Potentialabschätzung ausgewählter Kraftstoffe für neue Dieselmotorenverfahren. Dabei dient die Kraftstoffbetrachtung als Basis für die anschließenden Brennverfahrensuntersuchungen. Ziel ist es, im Kapitel 4.1 (Alternative Kraftstoffe), die Phänomene der Schadstoffentstehung und das Brennverhalten für verschiedene Kraftstoffe systematisch zu untersuchen. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf der Homogenisierbarkeit der einzelnen Kraftstoffe. Kapitel 4.2 und 4.3 vertiefen dann die gewonnenen Erkenntnisse, indem eine teilhomogene und eine stöchiometrische, kompressionsgezündete Verbrennung näher betrachtet werden.

4.1 Alternative Kraftstoffe

Die wesentlichen Kraftstoffparameter für die Eignung bei kompressionsgezündeten Brennverfahren sind in Abschnitt 2.4.2 beschrieben. Ein maßgeblicher Parameter für die kompressionsgezündete Verbrennung ist die Zündwilligkeit, ausgedrückt durch die Cetanzahl. Dieser Kennwert ermöglicht die Einordnung eines Kraftstoffs bezüglich des Zündverhaltens [27]. Ein weiterer wichtiger Kennwert ist das Verdampfungsverhalten eines Kraftstoffs, gekennzeichnet durch den Siedeschwerpunkt. Es beschreibt den Phasenübergang des Kraftstoffs von flüssig nach dampfförmig in Abhängigkeit der Temperatur (vgl. 2.4.2). Beide Parameter, Cetanzahl und Siedeverhalten, haben damit einen signifikanten Einfluss auf den Zündverzug und die Gemischbildung und damit auf die Prozesse der kompressionsgezündeten Verbrennung [27]. Beide Kennwerte sollen deshalb als wesentliche Unterscheidungsmerkmale dienen. Die für die Kraftstoffvariation ausgewählten Kraftstoffe sind in **Abb. 4.1** im schraffierten Bereich gekennzeichnet.

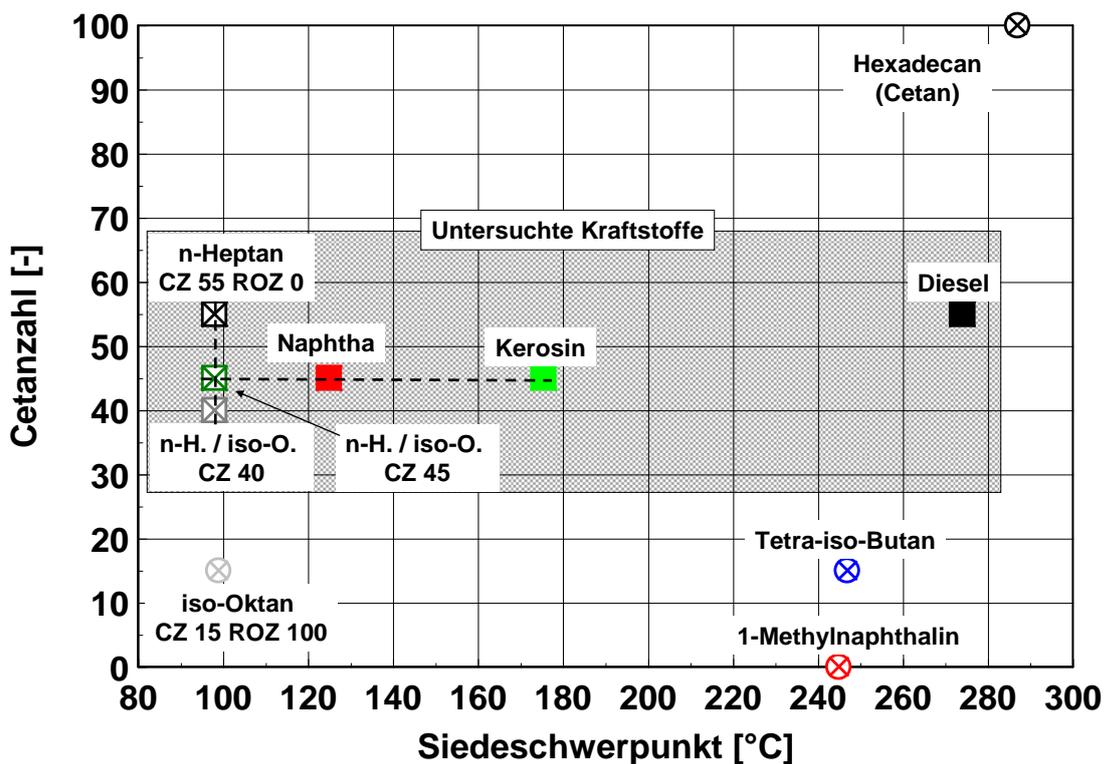


Abb. 4.1: Kraftstoffmatrix: Cetanzahl in Abhängigkeit vom Siedeschwerpunkt

Die Kraftstoffe Hexadecan und Methylnaphthalin sind Einkomponenten-Referenzkraftstoffe zur Cetanzahlbestimmung (vgl. Kapitel 2.4) und sind an dieser Stelle zur Vervollständigung aufgeführt.

Als Referenzkraftstoff für Dieselmotoren wird CEC-Diesel¹⁵ verwendet. Das hauptsächlich im Luftfahrtbetrieb verwendete Kerosin¹⁶ ist mit einer Cetanzahl 45 und einem Siedeschwerpunkt von 175°C zündunwilliger und niedrig siedender im Vergleich zu Diesel. Mit Hilfe dieses Kraftstoffs konnte in [51], [50] und [53] die Teilhomogenisierung des Dieselmotors unterstützt werden. Mit Naphtha als Kraftstoff soll dieser Effekt verstärkt werden. Dieser Kraftstoff ist mit einem Siedeschwerpunkt von 125°C noch niedriger siedend. Naphtha kann, wie in Kapitel 2.4.1 beschrieben, durch verschiedene Prozesse hergestellt werden und ist verglichen mit Kerosin in größeren Mengen verfügbar. Das verwendete Naphtha für diese Arbeit wurde durch einen BtL-Prozess hergestellt, wobei dieser Kraftstoff in vergleichbarer Form auch aus Erdöl, Erdgas oder Kohle hergestellt werden kann (vgl. Kapitel 2.4.1).

Parallel zu diesen gängigen Mehrkomponenten-Kraftstoffen ermöglicht die Matrix durch Mischungen aus n-Heptan und iso-Oktan die Variation der Cetanzahl bei einem konstanten Siedepunkt von ca. 100°C, der somit nahe am Siedeschwerpunkt von Naphtha liegt. Diese Variation liefert somit Erkenntnisse, die ausschließlich auf die Veränderung der Cetanzahl zurückzuführen sind.

¹⁵ Zertifizierungskraftstoff für die Euro V Abgasnorm: CEC-RF-06-03

Die Einkomponentenkraftstoffe Tetra-iso-Butan und iso-Oktan mit der Cetanzahl 15 konnten in dem verwendeten Versuchsträger nicht kompressionsgezündet verbrannt werden und scheiden deshalb für weitere Betrachtungen aus.

Neben der Cetanzahl und dem Siedeschwerpunkt sind in der folgenden Tabelle weitere relevante Kennwerte und Eigenschaften zusammengefasst.

Tab. 4.1: Kraftstoffkennwerte der untersuchten Kraftstoffe

		Diesel ¹⁵	Kerosin	Naphtha	n-Heptan	n-H. / iso-O.	n-H. / iso-O.
Cetanzahl	[-]	55	45	45	55	45	40
Dichte bei 15°C	[kg/m ³]	835	778	705	680	683	684
Viskosität bei 15°C	[mm ² /s]	3.0	1.0	0.6	0.5	0.5	0.5
SB (5%)	[°C]	168	165	80	98	98	98
SS (50%)	[°C]	274	176	125	98	98	98
SE (95%)	[°C]	344	197	179	98	98	98
H_u	[MJ/kg]	42.9	43.5	44.8	44.4	44.5	44.5
H_u·ρ	[MJ/dm ³]	35.8	33.8	31.6	30.2	30.4	30.4
Aromaten	[Mass.%]	25.2	0	0	0	0	0
Olefine	[Mass.%]	0	11.4	6.4	0	0	0
n-Paraffine	[Mass.%]	7.0	68.9	68.9	100	75	62.5
iso-Paraffine	[Mass.%]	37.0	15.1	22.8	0	25	37.5
Naphthene	[Mass.%]	30.8	4.6	1.9	0	0	0
Kohlenstoff	[Mass.%]	86.8	85.2	84.5	83.9	84.0	84.0
Wasserstoff	[Mass.%]	13.2	14.8	15.5	16.1	16.0	16.0
Sauerstoff	[Mass.%]	0	0	0	0	0	0
H/C (Molar)	[-]	1.80	2.06	2.19	2.29	2.28	2.27
C-Moleküle	[-]	C ₁₁ -C ₂₄	C ₈ -C ₁₅	C ₄ -C ₁₂	C ₇	C ₇ -C ₈	C ₇ -C ₈
Luftbedarf	[kg/kg]	14.5	14.9	15.1	15.2	15.2	15.2

Grund für die unterschiedlichen Kraftstoffkennwerte der einzelnen Kraftstoffe in **Tab. 4.1** sind die Massenanteile der verschiedenen Moleküle (Aromaten, Olefine, n-Paraffine, iso-Paraffine und Naphthene) und die Anzahl der C-Atome im Molekül. Die Einflüsse der Molekülstrukturen in Abhängigkeit der Anzahl der C-Atome im Molekül für verschiedene Kennwerte sind daher im Kapitel 2.4.2 beschrieben. Um diese Einflüsse mit Diesel, Kerosin und Naphtha verknüpfen zu können, zeigt die **Abb. 4.2** die Massenanteile in Abhängigkeit der Anzahl der C-Atome. Der Dieselpkraftstoff beinhaltet Moleküllängen von C₁₁-C₂₅, wobei der Schwerpunkt bei einer Kettenlänge von C₁₅ liegt. Analog ergibt sich für Kerosin ein Schwerpunkt von C₁₀ und für Naphtha ein Schwerpunkt von C₈. Aufgrund dieser unterschiedlichen Kettenlänge resultieren zwangsläufig unterschiedliche Siedeschwerpunkte, wobei laut **Abb. 2.18** mit sinkender Kettenlänge, unabhängig von der Molekülstruktur, die Siedetemperatur abnimmt.

¹⁶ im Gegensatz zum handelsüblichen Kerosin ist das hier verwendete Kerosin frei von Aromaten

Diese Abhängigkeit zwischen Siedeschwerpunkt und Kettenlängen wird durch die gemessenen Siedeschwerpunkte für Diesel, Kerosin und Naphtha (siehe **Abb. 4.2**) und **Abb. 2.18** bestätigt. Bei gegebenem Schwerpunkt der Kettenlängen lässt sich der Siedeschwerpunkt in **Abb. 2.18** grob ablesen. Grundsätzlich lassen sich auch die anderen Zusammenhänge wie Dichte, Heizwert und H/C-Verhältnis in Abhängigkeit der Anzahl der C-Atome, die in Abschnitt 2.4.2 erörtert wurden, mit Diesel, Kerosin und Naphtha verknüpfen. Allerdings hat für diese Kennwerte neben der Kettenlänge auch die Molekülstruktur einen Einfluss (vgl. **Tab. 2.1**).

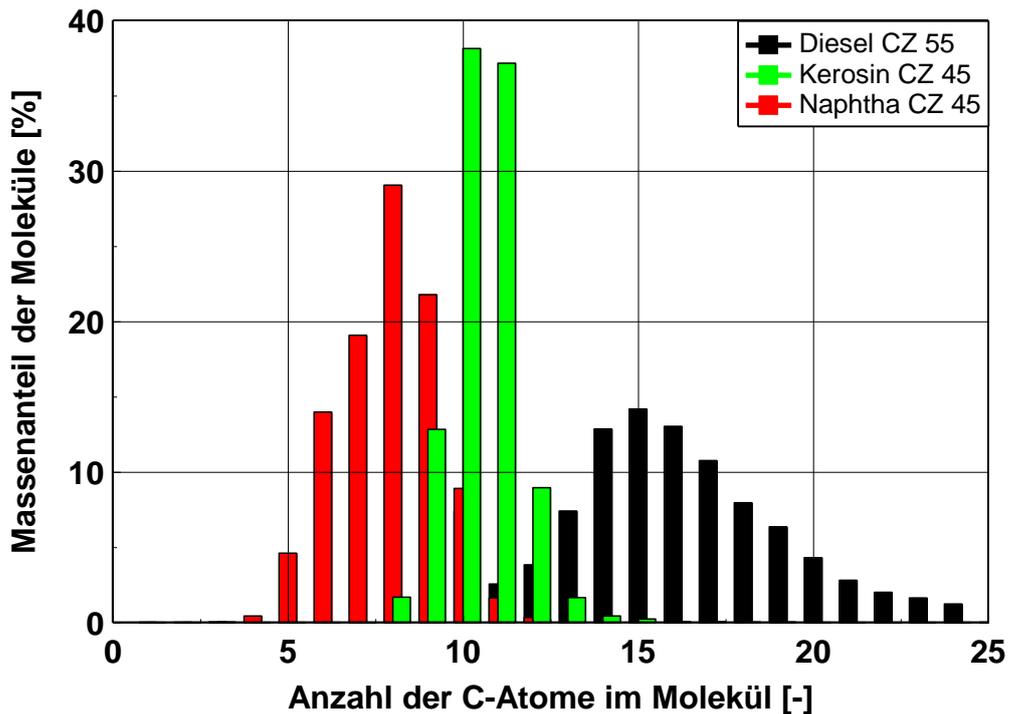


Abb. 4.2: Massenanteile in Abhängigkeit von der Anzahl der C-Atome im Molekül für verschiedene Kraftstoffe

4.1.1 Betriebspunkte und Methodik

Abb. 4.3 zeigt den Motorbetriebsbereich des verwendeten Versuchsträgers bezüglich indiziertem Mitteldruck und Drehzahl. Grün dargestellt ist der Betriebsbereich des Vollmotors in einem VW Touran (Modelljahr 2008) für den neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ). Blau bzw. rot dargestellt ist der Betriebsbereich des Vollmotors für den FTP75- bzw. den US06-Fahrzyklus. Diese Betriebsbereiche mit den angegebenen effektiven Drehmomenten sollen zur Orientierung dienen und können nicht direkt auf die Einzylindermessungen übertragen werden. Wesentlicher Grund dafür ist, dass die Fahrzyklen im dynamischen Motorbetrieb erfolgen und der Einzylindermotor stationär betrieben wird.

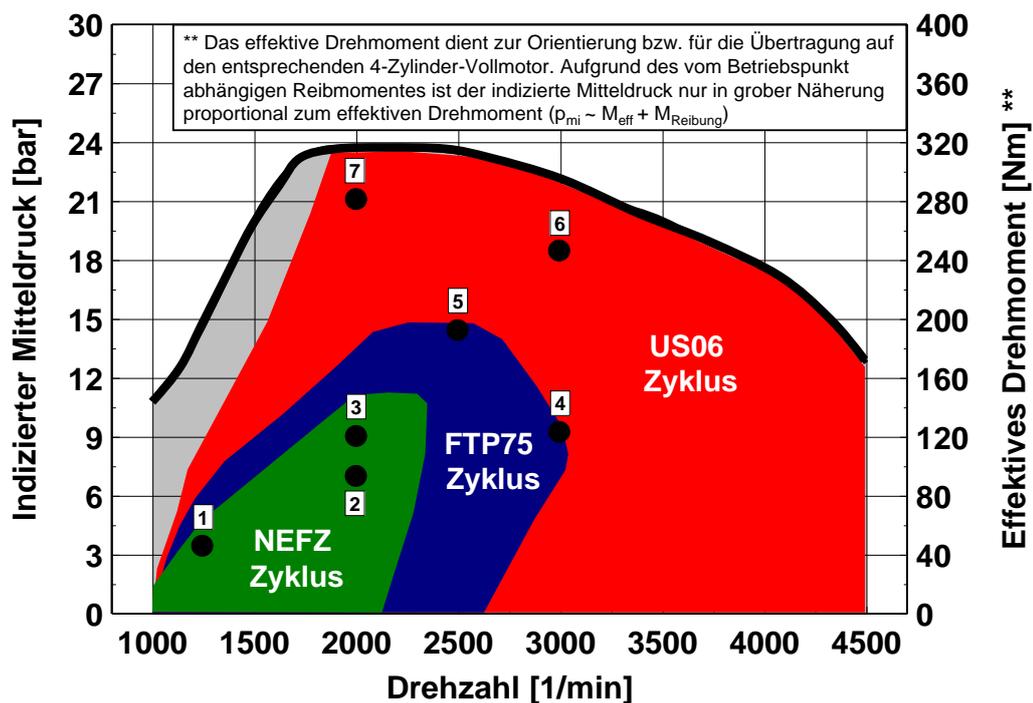


Abb. 4.3: Motorkennfeld des Vollmotors mit Betriebsbereichen verschiedener Fahrzyklen und Kennzeichnung der 7 Stationärbetriebspunkte für die Kraftstoffvariation

Am verwendeten Einzylinderprüfstand können die für den Motorbetrieb einstellbaren Parameter nach **Tab. 3.1** und **Tab. 3.2** in definierten Bereichen unabhängig vom Betriebspunkt eingestellt werden. Damit die Ergebnisse dennoch repräsentativ bleiben, werden die verwendeten Motorparameter für die einzelnen Messpunkte aus der Applikation des Serienmotors verwendet. Unterschiede gibt es jedoch beim indizierten Mitteldruck, bei der Verbrennungsschwerpunktlage, dem Abgasdruck und bei der Anzahl der Einspritzungen pro Arbeitsspiel, wie im Folgenden erläutert wird.

Indizierter Mitteldruck

Häufig wird bei motorischen Untersuchungen die Effizienz des Motors in Form des effektiven Mitteldrucks auf die „kraftabgebende“ Seite der Kurbelwelle bewertet (effektive Betrachtungsweise). Dadurch werden die gesamten Verluste des Motors von der Umwandlung der chemischen Kraftstoffenergie in Wärme bis zur Drehmomentabgabe an der Kurbelwelle berücksichtigt. Für die gezeigten Kraftstoffuntersuchungen ist es vorteilhaft, die indizierte Betrachtungsweise in Form des indizierten Mitteldrucks zu wählen. Dieser wird ausschließlich aus dem Gasdruckverlauf berechnet, der auf den Kolben wirkt und berücksichtigt damit ausschließlich die Umwandlung der chemischen Kraftstoffenergie in Gasdruck, die Druckverluste durch den Ladungswechsel und die Wärmeverluste an den Brennraumwänden. Alle nachfolgenden Verluste, die durch Motorreibung und Nebenaggregate entstehen, sind unabhängig vom Kraftstoff und werden deshalb nicht betrachtet. Veränderungen der Motorreibung oder der Nebenaggregate können damit als Quereinflüsse bzw. als Messfehlerquelle ausgeschlossen

werden. Zur Lastregelung wird deshalb durch Anpassung der eingespritzten Kraftstoffmasse der indizierte Mitteldruck konstant gehalten.

Verbrennungsschwerpunktlage

Eine charakteristische Größe des Brennverlaufs und bestimmend für den Kraftstoffverbrauch ist die Schwerpunktlage des Brennverlaufs. Für die Kraftstoffuntersuchungen wird die Schwerpunktlage durch die Motorregelung konstant auf 10°KW n. OT geregelt und liegt damit immer im Bereich des Kraftstoffverbrauchsoptimums eines direkt einspritzenden Dieselmotors [33], [38]. Damit werden die unterschiedlichen Kraftstoffe unabhängig vom Zündverhalten mit der selben Schwerpunktlage verbrauchsoptimal verbrannt. Zu berücksichtigen ist jedoch, dass der Einspritzbeginn durch diese Vorgehensweise durch die Regelung angepasst wird. Damit wird der Kraftstoff zu unterschiedlichen Kolbenstellungen eingespritzt. Das Ausmaß dieser Unterschiede wird in der folgenden Auswertung näher betrachtet.

Abgasdruck

Der Abgasdruck ergibt sich beim Vollmotor abhängig vom Betriebspunkt durch den Abgasturbolader und ist bei Dieselmotoren in großen Kennfeldbereichen höher als der Ladedruck (negatives Spüldruckgefälle). Für konstante Versuchsbedingungen und um die betrachteten Effekte klarer herauszustellen wird der Abgasdruck dem Ladedruck am Einzylinder gleichgestellt. Berücksichtigt werden muss dabei, dass diese Vorgehensweise zu geringfügig niedrigeren Kraftstoffverbräuchen im Vergleich zum Vollmotor führt, da die Ausschleifarbeit gegen den Abgasdruck geringer ist.

Einspritzstrategie

Um den Einfluss der Kraftstoffdichte und der Kraftstoffviskosität auf die Kraftstoffeinspritzung zu mindern und damit vergleichbare Bedingungen für die unterschiedlichen Kraftstoffe zu ermöglichen, wurde eine Einfacheinspritzung verwendet (vgl. Abschnitt 2.3.1).

Der in **Tab. 4.2** dargestellte Messplan mit den aufgeführten Besonderheiten ermöglicht durch die vorgestellte Methodik konstante thermodynamische Randbedingungen für die einzelnen Lastpunkte. Auf diese Weise ist davon auszugehen, dass der reine Kraftstoffeinfluss bewertet werden kann.

Tab. 4.2: Messplan zur Kraftstoffvariation

Lastpunkt [-]	Drehzahl [min ⁻¹]	indizierter Mitteldruck [bar]	Verbrennungs- schwerpunktlage [°KW n. OT]	Raildruck [bar]	Abgasdruck [mbar]	Ladedruck [mbar]	Ansaugtemperatur [°C]	Öltemperatur [°C]	Wassertemperatur [°C]	Anzahl der Einspritzungen [-]
1	1200	3.4	10	520	1050	1050	40	90	90	1
2	2000	6.9	10	1300	1400	1400	40	90	90	1
3	2000	9	10	1300	1600	1600	40	90	90	1
4	2000	21.1	10	1500	2200	2200	40	90	90	1
5	2500	14.4	10	1600	1900	1900	40	90	90	1
6	3000	9.2	10	1600	1700	1700	40	90	90	1
7	3000	18.4	10	1600	2100	2100	40	90	90	1

Um nach **Abb. 2.3** das Brennverhalten in den homogenen Bereich zu verschieben, wird für jeden Lastpunkt das globale Luftverhältnis mit Hilfe von Abgasrückführung auf ausgewählte Werte variiert. Diese Vorgehensweise ermöglicht nach [45], [50] und [51] eine teilhomogene Verbrennung bis zu einer mittleren Last. Zusätzlich gibt diese Methodik Aufschluss zur AGR-Verträglichkeit der einzelnen Kraftstoffe.

Zur Erläuterung des Brennverhaltens und der Emissionen werden im Folgenden die einzelnen Prozesse der kompressionsgezündeten Verbrennung nach Abschnitt 2.1 mit der vorhandenen Messtechnik systematisch dargestellt. Anschließend werden der Kraftstoffverbrauch, die Schadstoffmenge und das Verbrennungsgeräusch beurteilt. Für alle Betrachtungen, die sich für die Lastpunkte aus **Tab. 4.2** qualitativ gleich verhalten, wird Lastpunkt 2 (6.9 indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹, 10°KW n. OT Schwerpunktlage) repräsentativ betrachtet. Bei Unterschieden oder Besonderheiten werden die anderen Lastpunkte zusätzlich betrachtet. Dabei hat sich herausgestellt, dass die Lastpunkte 2, 3 und 7 aus **Abb. 4.3** dafür ausreichend repräsentativ sind. Die Betriebspunkte 1, 4, 5 und 6 wurden ebenfalls vermessen und ausgewertet. Da diese jedoch keine zusätzlichen Erkenntnisse beinhalten, sind sie in dieser Arbeit nicht aufgeführt.

4.1.2 Kraftstoffeinspritzung

In **Abb. 4.4** ist die Ansteuerdauer des Injektors in Abhängigkeit vom Luftverhältnis bzw. vom Lambda (AGR-Variation) für unterschiedliche Kraftstoffe dargestellt. Aufgrund der physikalischen und chemischen Unterschiede der einzelnen Kraftstoffe und des Luftverhältnisses ergeben sich unterschiedliche Ansteuerdauern für die Einspritzung, um den indizierten Mitteldruck konstant zu halten. Maßgeblich ist das eingespritzte Volumen und damit der volumetrische Heizwert des Kraftstoffs. Wenn dieser

sinkt, muss die Ansteuerdauer entsprechend erhöht werden, um dieselbe Energiemenge einzuspritzen. Dieser Zusammenhang ist in **Abb. 4.4** deutlich erkennbar.

Da der indizierte Mitteldruck konstant gehalten wird, können sich darüber hinaus Unterschiede aufgrund des Durchbrennverhaltens ergeben. Dieser Einfluss und der Einfluss des Lambdas wird in 4.1.3 erläutert. Der größte Unterschied in der Ansteuerdauer (gleicher Betriebspunkt und gleiches Lambda) liegt bei max. 15% (Unterschied zwischen n-Heptan / iso-Oktan und Diesel).

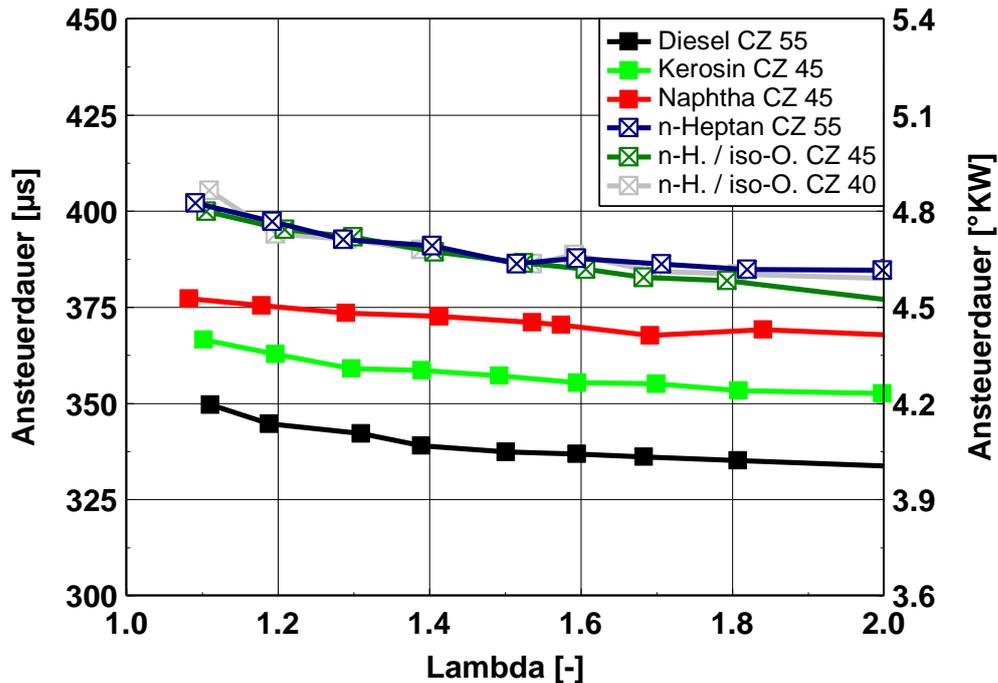


Abb. 4.4: Ansteuerdauer des Injektors in Abhängigkeit vom Lambda (AGR-Variation) bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Sobald der Kraftstoff in den Brennraum gelangt, beginnt die Gemischbildung. Abhängig von den Gemischbildungsrandbedingungen ergibt sich, ausgehend vom Kraftstoffeintritt, ein Bereich mit flüssigem Kraftstoff und mit gasförmigem Kraftstoff der sich mit der Luft vermischt (vgl. Abschnitt 2.1). Zur Visualisierung der unterschiedlichen Gemischbildungsbereiche in Abhängigkeit vom Kraftstoff sollen an dieser Stelle Druckkammeruntersuchungen dienen. Diese ermöglichen unter konstanten Druck- und Temperaturverhältnissen, angelehnt an reale Motorbetriebsbedingungen, die Beobachtung des flüssigen und des dampfförmigen Kraftstoffanteils während und nach der Einspritzung. Die Flüssigphase wurde dazu durch gepulste, rote Hochleistungsdiodearrays sichtbar gemacht. Das dadurch hervorgerufene rote Streulicht (Mie-Streulicht) wurde über einen Achromaten mit einer High-Speed Kamera aufgezeichnet. Die Dampfphase wurde gleichzeitig über einen Schlierenaufbau durch ein grünes Laserlicht sichtbar gemacht (Schliereneffekt) und ebenfalls über die High-Speed Kamera aufgezeichnet. Weitere Erläuterungen zum verwendeten Messsystem siehe [37].

In **Abb. 4.5** sind die maximalen Eindringtiefen der Gas- und der Flüssigphasen in Abhängigkeit der eingespritzten Kraftstoffmenge für Diesel, Kerosin und Naphtha dargestellt. Jeder der einzelnen dargestellten Betriebspunkte wurde dazu 12mal im Abstand von 1 s gemessen. Für die 12 Einspritzungen mit den jeweils 8 Düsenlöchern des Injektors wurde für jeden Strahl die maximale Eindringtiefe ermittelt, um anschließend den Mittelwert aus den 96 Eindringtiefen zu errechnen.

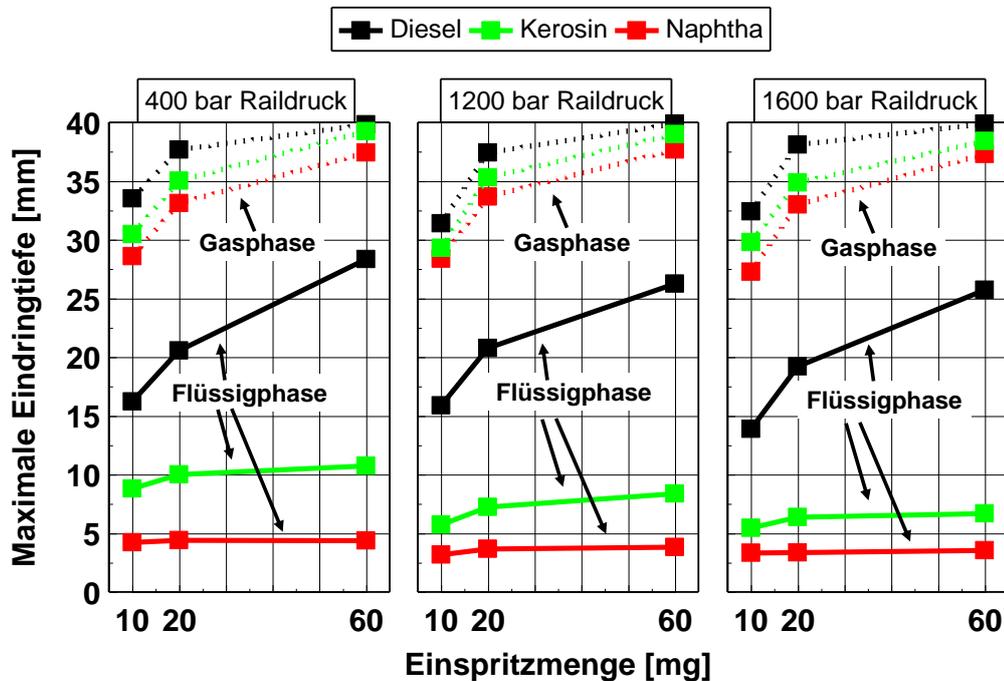


Abb. 4.5: Druckkammermessung: Maximale Eindringtiefe der Flüssigphase (durchgezogene Linien) und der Gasphase (gepunktete Linien) verschiedener Kraftstoffe in Abhängigkeit der Einspritzmenge für verschiedene Raildrücke; Injektortemperatur 90°C, Kammerdruck 50 bar und Kammertemperatur 800 K (entspricht annähernd dem Betriebspunkt 3 aus **Abb. 4.3**)

Flüssigphase

Bezogen auf die Eindringtiefe der Flüssigphase gibt es unter den verwendeten Kraftstoffen Diesel, Kerosin und Naphtha deutliche Unterschiede. Naphtha verdampft mit dem Siedeschwerpunkt von 125°C und einer kinematischen Viskosität von 0.6 mm²/s bei den gegebenen Kammerbedingungen sehr schnell und der flüssige Strahl überschreitet Eindringtiefen von 5 mm nicht. Tendenziell sinkt die Eindringtiefe mit steigendem Raildruck weiter ab. Für Kerosin mit einem höheren Siedeschwerpunkt und einer höheren kinematischen Viskosität sind die Eindringtiefen der Flüssigphase deutlich größer. Auch hier zeigt sich, dass die Einspritzmenge eine untergeordnete Rolle spielt und dass eine Erhöhung des Raildrucks zu kürzeren Eindringtiefen führt. Bei Diesel endet die Flüssigphase nochmals später aufgrund des höheren Siedeschwerpunktes und der höheren kinematischen Viskosität. Weiterhin ist bei Diesel ein Einfluss der Einspritzmenge deutlich erkennbar. Mit steigender Einspritzmenge und sinkendem Raildruck steigt die Eindringtiefe der Flüssigphase an. Der Einfluss der Einspritzmenge erklärt sich bei den vorliegenden Untersuchungen durch den Hubverlauf der Dü-

sennadel und der Einspritzdauer. Steigende Einspritzmengen werden durch längere Ansteuerdauern realisiert, in deren Verlauf die Düsennadel öffnet und gegebenenfalls ihren maximalen Hub erreicht. Erst danach stellt sich eine maximale Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffs ein (hier durch die geringe Anzahl der Messpunkt nicht erkennbar). Der steigende Raildruck führt zu einem höheren Impuls der flüssigen Phase, welcher einen schnelleren Tropfenauflösungs- und Verdampfungsprozess zur Folge hat. Die Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffstrahls wird dadurch verkürzt.

Gasphase

Die Eindringtiefe der Gasphase ist folgerichtig für alle Kraftstoffe deutlich größer als die der Flüssigphase. Weiterhin wirkt sich auch hier das unterschiedliche Siedeverhalten auf die Eindringtiefe aus. Für Kerosin bzw. Naphtha sind die Eindringtiefen kürzer als für Diesel. Allerdings sind die Unterschiede zwischen den Kraftstoffen in der Gasphase geringer als in der Flüssigphase.

Festzuhalten ist, dass Kerosin und insbesondere Naphtha durch die niedrigen Siedeschwerpunkte und durch die niedrigen Viskositäten auch unter motorähnlichen Bedingungen schneller verdampfen als Diesel und damit die Homogenisierbarkeit im Gegensatz zu Diesel unterstützt wird.

4.1.3 Zündverzug und Verbrennung

Zündverzug

In **Abb. 4.6** ist der Zündverzug in Abhängigkeit vom Lambda (AGR-Variation, p_{mi} bleibt konstant) für unterschiedliche Kraftstoffe dargestellt. Deutlich ist, dass der Zündverzug mit abnehmendem Lambda zunimmt. Dies wurde für alle Lasten und Kraftstoffe festgestellt. Grund dafür ist, dass durch den steigenden Anteil rückgeführter Abgase der Inertgas-Anteil zunimmt. Die Reaktionsgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Sauerstoff wird damit herabgesetzt. Der wesentliche Effekt besteht jedoch darin, dass durch AGR die Wärmekapazität der angesaugten Gasmasse erhöht wird. Daraus resultiert eine geringere Temperatur während der Gemischbildung im Brennraum, die zu längeren Zündverzügen führt (vgl. auch Kapitel 2.3.1).

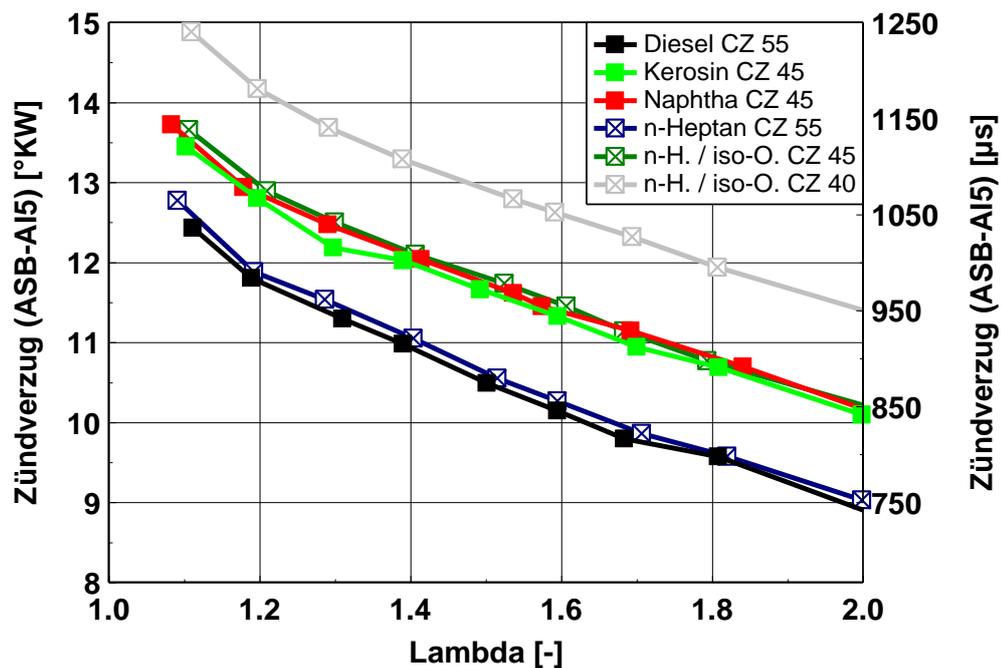


Abb. 4.6: Zündverzug in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mittel-
druck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche
Kraftstoffe

Neben der AGR-Abhängigkeit zeigt sich die zu erwartende Abhängigkeit des Zünd-
verzugs von der Cetanzahl. Die sinkende Cetanzahl der n-Heptan / iso-Oktan Mi-
schungen führt zu einem verlängerten Zündverzug. Dieser Zusammenhang ist auch
bei Diesel, Kerosin und Naphtha erkennbar. Der Einfluss des Siedeschwerpunktes auf
den Zündverzug ist verglichen mit dem Cetanzahleinfluss vernachlässigbar.

Brenndauer

In **Abb. 4.7** ist die Brenndauer in Abhängigkeit vom Lambda dargestellt. Erkennbar ist,
dass die Brenndauern für die unterschiedlichen Kraftstoffe in engen Bandbreiten ver-
laufen, obwohl die verwendeten Kraftstoffe bezüglich Zündwilligkeit, Verdampfung und
weiterer Kennwerte unterschiedlich sind. Allerdings lässt sich ein leichter Trend zu
kürzeren Brenndauern für früh siedende Kraftstoffe erkennen. Insbesondere stellt sich
für Naphtha mit einem Siedebeginn von 80°C eine kürzere Brenndauer ein. Grund
dafür könnte sein, dass eine bessere Homogenisierbarkeit die Brenndauer verkürzt.
Diese Hypothese wird bei der Betrachtung des Kraftstoffverbrauchs im nächsten Ab-
schnitt 4.1.4 bekräftigt.

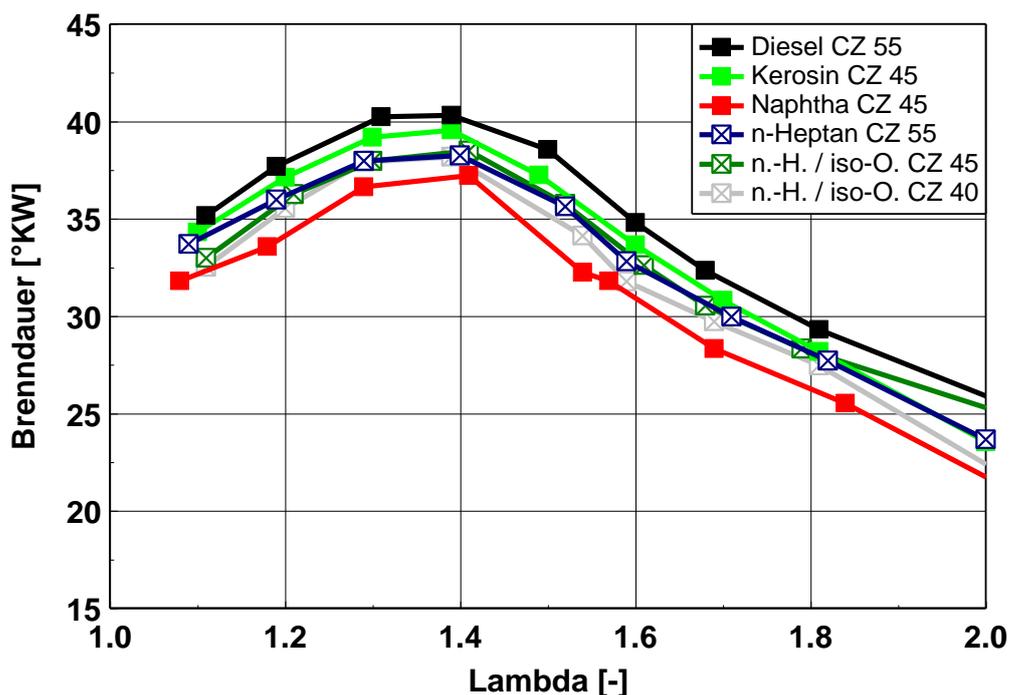


Abb. 4.7: Brenndauer in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mittel-
druck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche
Kraftstoffe

Temperatur

Um den Einfluss der AGR auf die Verbrennung differenzierter darzustellen, soll an dieser Stelle beispielhaft mit Hilfe des 2-Zonen-Modells (u. a. beschrieben in [40]) die Temperatur in der verbrannten Zone betrachtet werden. In **Abb. 4.8** ist erkennbar, dass mit fallendem Lambda bzw. steigender AGR die Temperatur in der verbrannten Zone stark abfällt. Da diese Temperaturabsenkung durch die AGR hervorgerufen wird und die AGR-Raten für die unterschiedlichen Kraftstoffe annähernd gleich sind, sind die Temperaturverläufe bei gleichem Betriebspunkt nahezu unabhängig vom Kraftstoff. Beispielhaft zeigt die **Abb. 8.4** im Anhang die Temperatur in der verbrannten Zone bei konstantem Lambda für verschiedene Kraftstoffe.

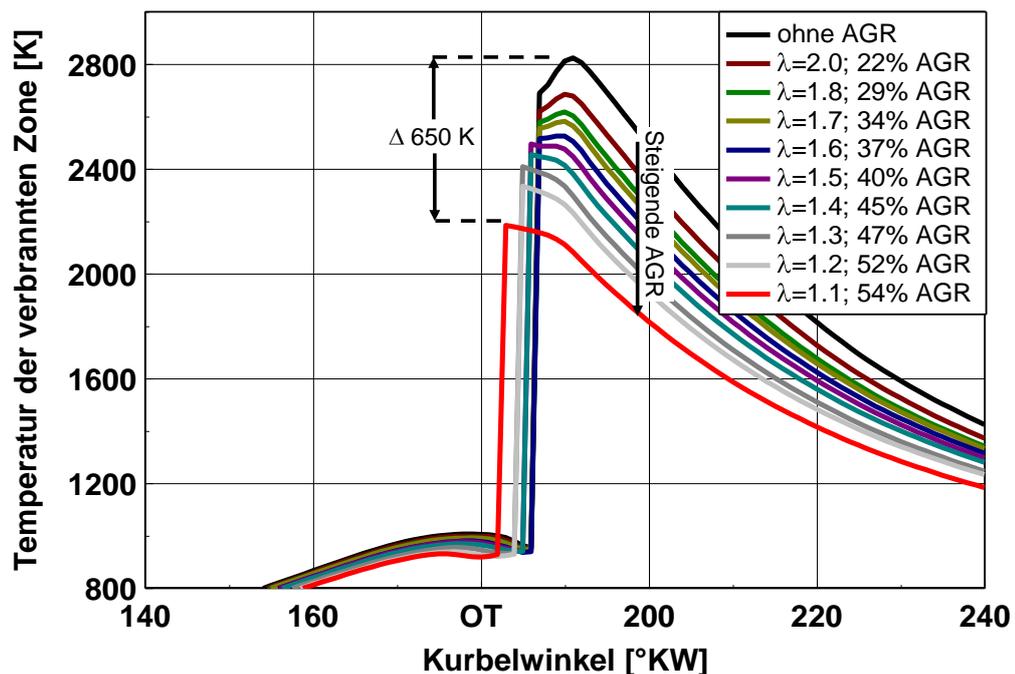


Abb. 4.8: Gastemperatur in der verbrannten Zone in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel für eine Lambdavariation bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, Kraftstoff: Diesel

Die berechnete maximale Temperatur für den Verlauf ohne AGR fällt von etwa 2830 K auf etwa 2180 K für den Verlauf mit 54% AGR deutlich ab. Bei höherer Last bleibt grundsätzlich der AGR-Einfluss bestehen, wobei das Temperaturniveau aufgrund der höheren Last steigt und das Potential, die Temperatur durch AGR abzusenken, geringer wird.

4.1.4 Kraftstoffverbrauch und Kohlendioxidemission

Der Kraftstoffverbrauch für die unterschiedlichen Kraftstoffe ist beispielhaft in **Abb. 4.9** dargestellt. Erwartungsgemäß ergibt sich aufgrund der unterschiedlichen Heizwerte für Diesel der höchste gravimetrische Kraftstoffverbrauch. In der Reihenfolge der steigenden Heizwerte nimmt der Kraftstoffverbrauch ab und ist für Naphtha am niedrigsten. Eine Gegenüberstellung des theoretischen Kraftstoffverbrauchsvorteils durch den Heizwert mit dem durchschnittlich gemessenen Kraftstoffverbrauchsvorteil folgt in **Abb. 4.11**. Darüber hinaus ist in **Abb. 4.9** der Einfluss des Luftverhältnisses erkennbar. Mit sinkendem Lambda und damit steigender AGR-Rate steigt für alle Kraftstoffe der Kraftstoffverbrauch an. Der Grund dafür wird im Folgenden beschrieben.

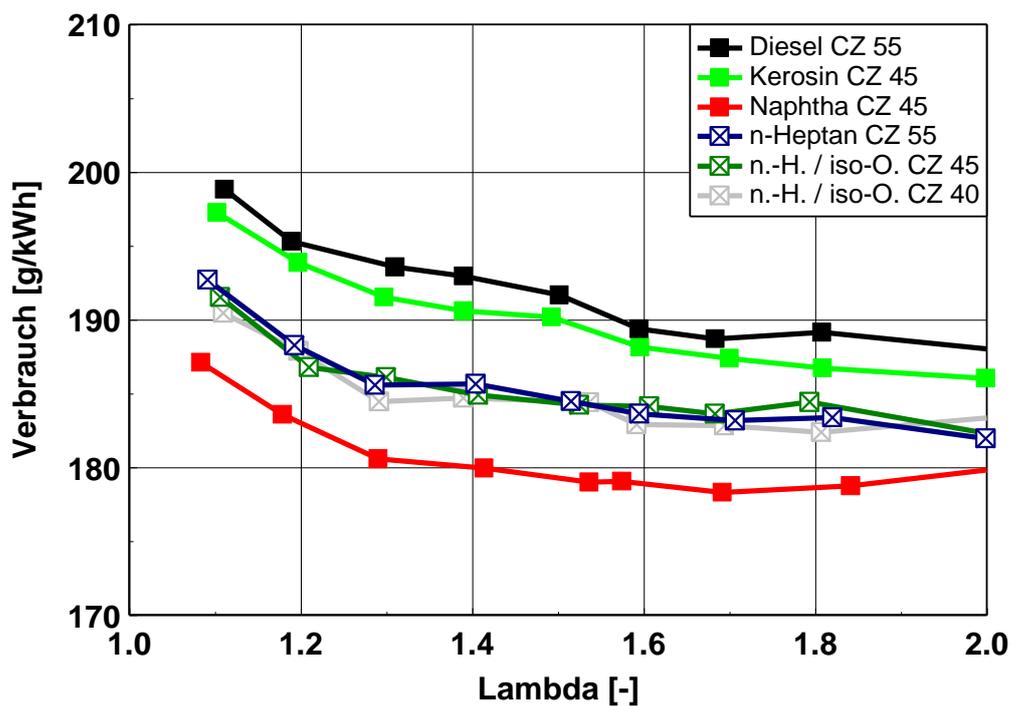


Abb. 4.9: Indizierter Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Die dargestellten Kraftstoffverbrauchsunterschiede wirken sich zwangsläufig auf die CO_2 -Emissionen aus, so lange die betrachteten Kraftstoffe den gleichen Kohlenstoffanteil aufweisen und die Verbrennung vollständig ist (vgl. Gl. 2.1). Da Diesel jedoch den höchsten Kohlenstoffanteil bzw. das geringste H/C-Verhältnis hat, ergibt sich ein zusätzlicher theoretischer CO_2 -Vorteil für die übrigen Kraftstoffe. Die **Abb. 4.10** zeigt beispielhaft die gemessenen CO_2 -Emissionen.

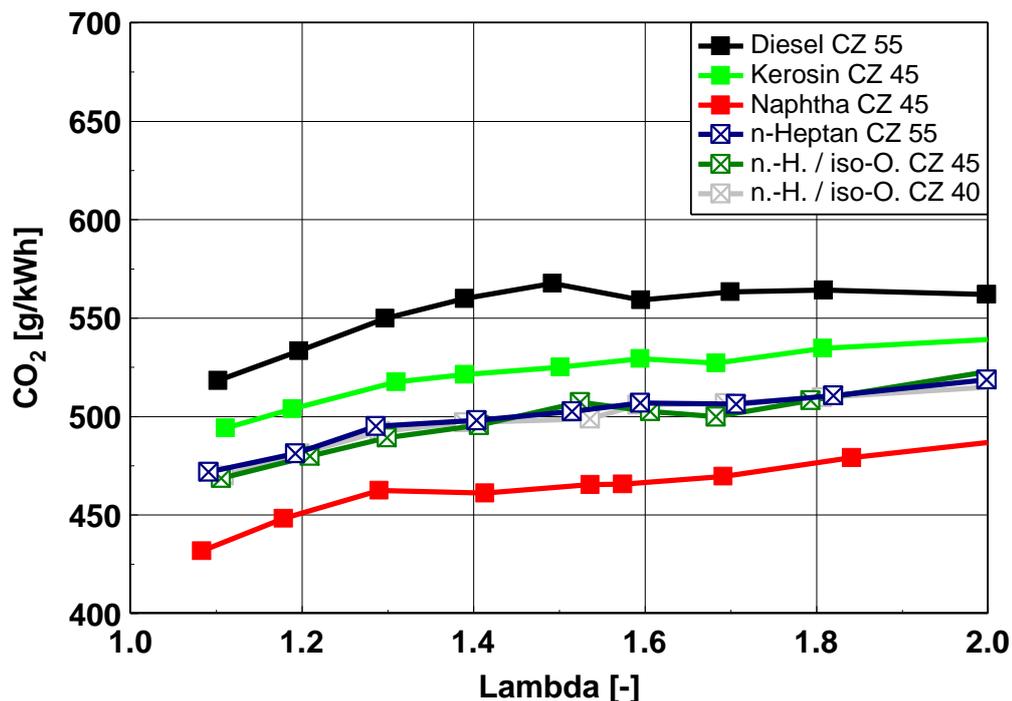


Abb. 4.10: Spezifische CO_2 -Emission in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Auffällig ist, dass entgegengesetzt zur Kraftstoffverbrauchsdarstellung (**Abb. 4.9**) die CO_2 -Emissionen mit sinkendem Lambda gleichermaßen für alle Kraftstoffe leicht abfallen. Der Grund dafür sind relativ stark ansteigende CO- und HC-Emissionen mit sinkendem Lambda (die Betrachtung folgt in Kapitel 4.1.5), so dass aufgrund der unvollständigen Verbrennung ein signifikanter Teil der Kohlenstoffmasse in Form von CO und HC im Abgas vorliegt. Insgesamt betrachtet, mit der theoretischen Annahme, dass CO und HC vollständig zu CO_2 und H_2O oxidieren (vgl. Kapitel 2.2), steigen die CO_2 -Emissionen jedoch an.

Zur Gegenüberstellung des theoretischen (aus den Kraftstoffkennwerten errechnet) und des gemessenen Kraftstoffverbrauchs- bzw. CO_2 -Vorteils dient die **Abb. 4.11** bzw. die **Tab. 8.4**. Auffällig ist, dass die theoretischen Kraftstoffverbrauchsvorteile durch die höheren Heizwerte der einzelnen Kraftstoffe durchgehend unter den gemessenen Kraftstoffverbrauchsvorteilen im Bezug auf Diesel liegen. Für Naphtha ist dieser Unterschied mit 4.2% zu 6.5% am höchsten.

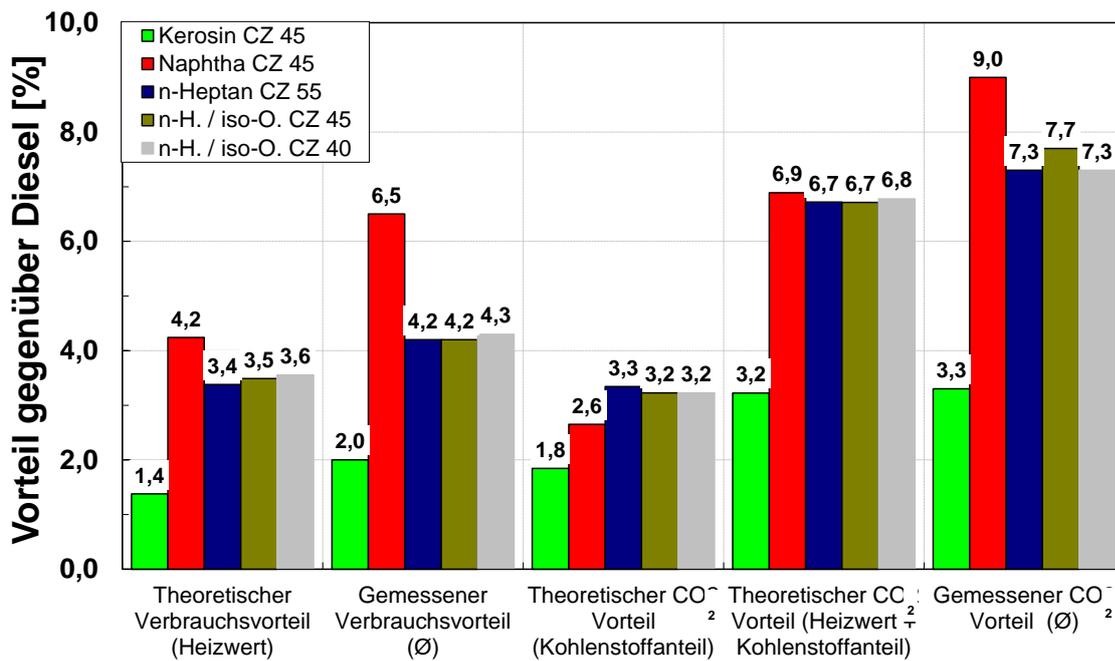


Abb. 4.11: Theoretischer und gemessener Kraftstoffverbrauchs- bzw. CO₂-Vorteil bezogen auf Diesel als Basis

Eine Erklärung liefert die **Abb. 4.12** mit der Darstellung der zugeführten Energie durch die Kraftstoffeinspritzung (errechnet aus $Q_{zu} = m_b \cdot H_u$). Die Abbildung ermöglicht eine reine Effizienzbetrachtung der Kraftstoffumsetzung, weil die Heizwertunterschiede nicht relevant sind. Da die Unterschiede der zugeführten Energie sehr gering sind, liegen die Kurven dicht zusammen. Dennoch ist ein Trend erkennbar. Der Energieeintrag aller Kraftstoffe fällt tendenziell geringer aus als bei Dieselkraftstoff. Bei Naphtha ist der größte Unterschied erkennbar. Es kann somit davon ausgegangen werden, dass die untersuchten alternativen Kraftstoffe aufgrund des erhöhten Heizwertes, aber auch durch eine effizientere Kraftstoffumsetzung einen Kraftstoffverbrauchsvorteil hervorrufen. Diese Aussage wird zusätzlich durch die Brenndauern in **Abb. 4.7** bekräftigt. Auch hier ist erkennbar, dass die Brenndauern für die alternativen Kraftstoffe tendenziell kürzer und damit thermodynamisch effizienter sind.

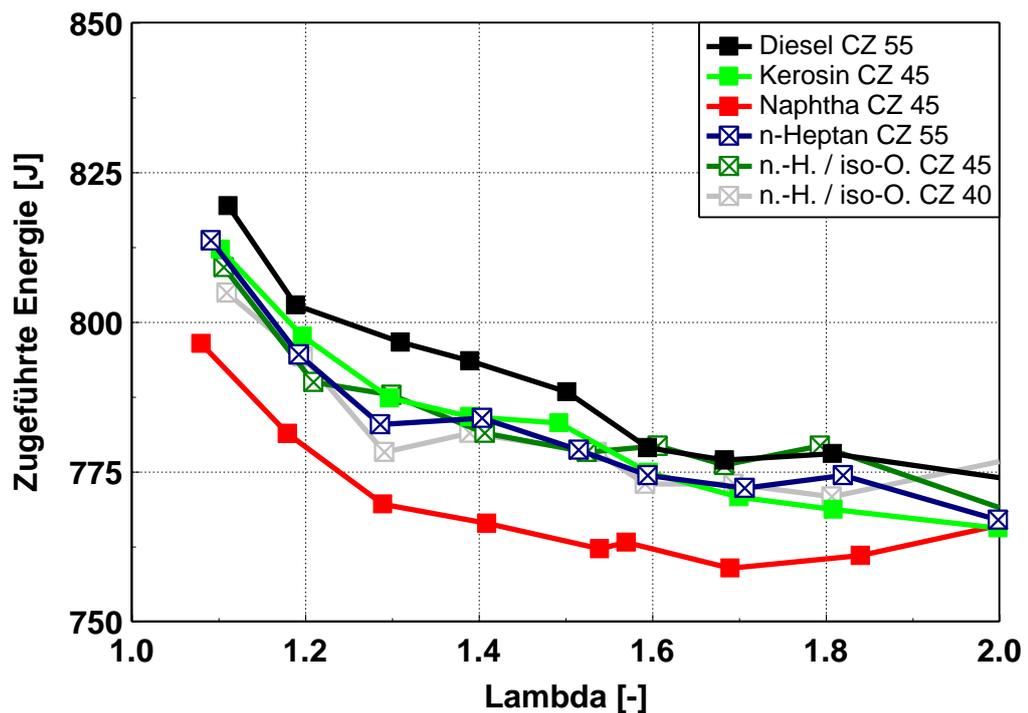


Abb. 4.12: Zugeführte Kraftstoffenergie pro Arbeitsspiel in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

4.1.5 Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemission

Die Bildungsmechanismen für Kohlenmonoxide und Kohlenwasserstoffe sind in Abschnitt 2.2 erklärt.

Kohlenmonoxid

Wesentlich für hohe Kohlenmonoxidkonzentrationen im Abgas sind niedrige Luftverhältnisse und niedrige lokale Temperaturen im Brennraum (insbesondere unterhalb von 1600 K), die zu schlechteren Oxidationsbedingungen von CO zu CO₂ führen. Dieses Verhalten ist in **Abb. 4.13** erkennbar.

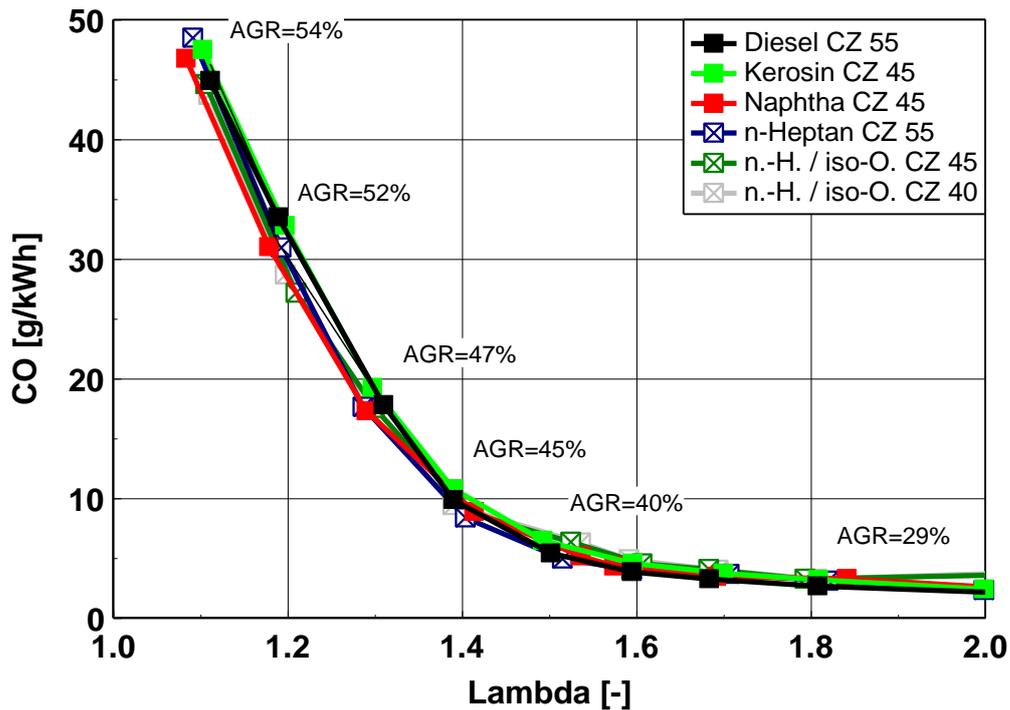


Abb. 4.13: Spezifische CO-Emission und AGR-Rate in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Bei konstantem indiziertem Mitteldruck wird das Luftverhältnis auf diskrete Werte durch Abgasrückführung abgesenkt. Die AGR-Rate steigt von ca. 22% auf ca. 54% bzw. das Luftverhältnis sinkt von 2.0 auf 1.1. Neben dieser Veränderung des Luftverhältnisses durch AGR, die zu ansteigenden CO-Emissionen führt, verursacht die steigende AGR niedrigere Verbrennungstemperaturen, die ebenfalls die CO-Oxidation verringern. Aufgrund dieser Zusammenhänge zeigen sich steigende CO-Emissionen für alle Kraftstoffe unabhängig von der Last bei sinkendem Lambda. Wobei die spezifische CO-Emission vom betrachteten Lastpunkt abhängt. Hohe Lastpunkte reduzieren die maximal mögliche AGR-Rate und verursachen durch größere Einspritzmengen höhere Verbrennungstemperaturen. Damit wird die CO-Oxidation verbessert und die spezifische CO-Emission sinkt. Beispielhaft wird dieses Verhalten durch **Abb. 8.5** im Anhang im Vergleich zu **Abb. 4.13** gezeigt.

Ein signifikanter, quantitativer Unterschied zwischen den einzelnen Kraftstoffen bei konstanter Motorlast ist jedoch nicht erkennbar. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Kraftstoffeigenschaften für diese Untersuchungen bezogen auf die CO-Oxidation einen untergeordneten Einfluss haben. Dieses Verhalten zeigt sich grundsätzlich für alle untersuchten Betriebspunkte.

Kohlenwasserstoffe

Durch niedrige Luftverhältnisse und durch lokal niedrige Temperaturen wird die Oxidation von HC über CO zu CO₂ verlangsamt. Die Kohlenwasserstoffkonzentrationen im Abgas steigen damit an. Dieses grundsätzliche Verhalten zeigt sich exemplarisch in

Abb. 4.14. Mit sinkendem Lambda und damit steigender AGR steigt die HC-Emission unabhängig vom Kraftstoff exponentiell an. Allerdings zeigen sich hier im Unterschied zur CO-Emission deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen Kraftstoffen.

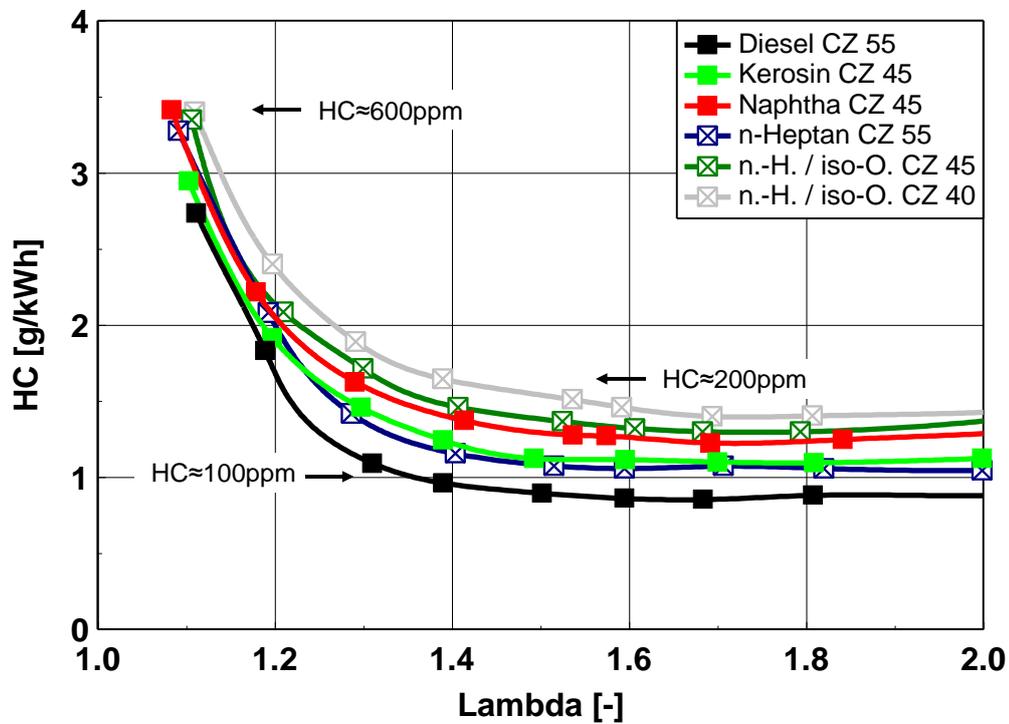


Abb. 4.14: Spezifische HC-Emission in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Diesel verursacht im gesamten Lambdabereich die niedrigsten HC-Emissionen. Danach folgen Kerosin und Naphtha mit höheren HC-Emissionen. Es kann davon ausgegangen werden, dass die Gemischaufbereitung von Kerosin und Naphtha deutlich homogener ist im Vergleich zu Diesel. Diese Erkenntnis wird zum einen durch die Druckkammermessungen (**Abb. 4.5**) und zum anderen durch den Zündverzug (**Abb. 4.6**) bestätigt. Die **Abb. 4.5** zeigte, dass Kerosin und insbesondere Naphtha deutlich schneller verdampfen als Diesel. Weiterhin zeigt die **Abb. 4.6**, dass Naphtha und Kerosin einen längeren Zündverzug haben als Diesel. Die Kombination aus schneller Verdampfung und längerem Zündverzug ermöglicht eine homogenere Kraftstoffverteilung im Brennraum. Diese homogenere Kraftstoffverteilung führt allerdings dazu, dass mehr Kraftstoff in Randbereiche (kalte Zylinderwände, Quetschspalte) gelangt, in denen keine ausreichenden Zündbedingungen herrschen. Die Folge sind erhöhte HC-Emissionen, wobei Naphtha mit ungefähr gleichem Zündverzug aber niedrigerem Siedeschwerpunkt und damit schnellerer Verdampfung als Kerosin höhere HC-Emissionen verursacht. Bei der reinen Cetanzahlvariation durch n-Heptan / iso-Oktan Mischungen ist erkennbar, dass mit sinkender Cetanzahl bzw. steigendem Zündverzug die HC-Emissionen ebenfalls ansteigen.

Festzuhalten ist deshalb, dass sowohl eine Zündverzugsverlängerung als auch die Absenkung des Siedeschwerpunktes zu erhöhten HC-Emissionen führen. Allerdings

zeigt sich, dass mit steigender Last die Unterschiede zwischen den Kraftstoffen stark abnehmen (vgl. **Abb. 8.6** im Anhang). Da mit steigender Last die Verbrennungstemperatur ansteigt, verbessern sich die Oxidationsbedingungen im Brennraum deutlich. Die Folge sind niedrigste HC-Emissionen für alle untersuchten Kraftstoffe.

4.1.6 Rußemission

In **Abb. 4.15** sind die spezifischen Rußemissionen für die ausgewählten Kraftstoffe für die aufgetragen. Erkennbar sind steigende Rußemissionen mit sinkendem Lambda, wobei der Anstieg vom Kraftstoff abhängt. Im Bereich von $\lambda=1.2$ bis 1.3 fällt mit weiter sinkendem Lambda in Abhängigkeit vom Kraftstoff die Rußemission wieder ab.

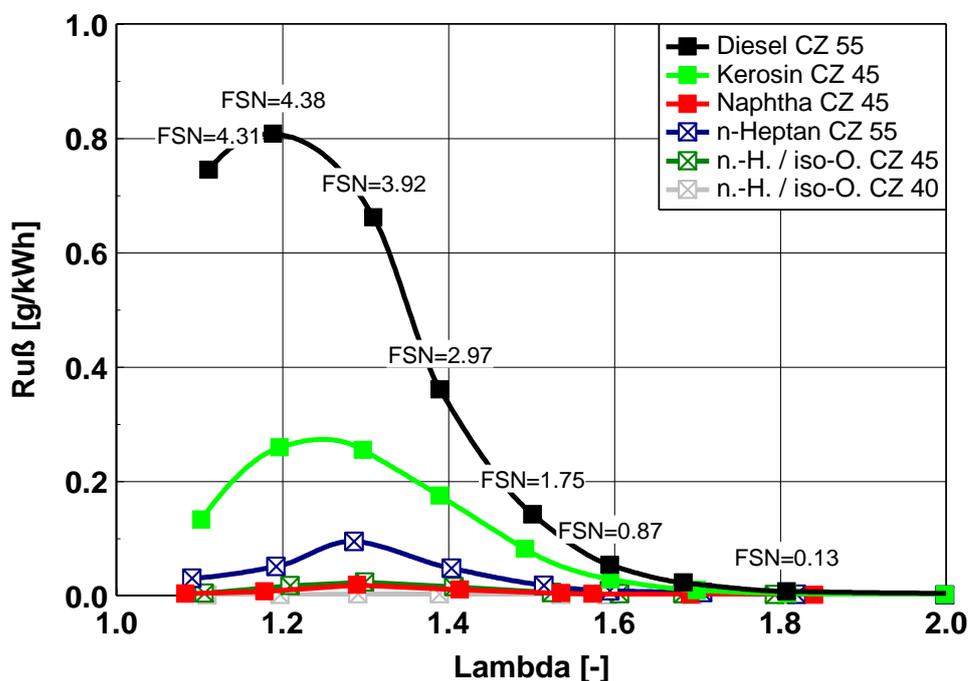


Abb. 4.15: Spezifische Rußemission in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Bei den hohen Luftverhältnissen mit geringer AGR bis $\lambda=1.6$ ist die Flammentemperatur relativ hoch bei gleichzeitig hohem Sauerstoffanteil. Die Folge sind niedrige Rußemissionen aufgrund der guten Rußoxidationsbedingungen für alle Kraftstoffe (vgl. **Abb. 2.3**, NO_x -Bildungsbereich). Unterhalb von $\lambda=1.6$ macht sich der sinkende Sauerstoffanteil und die sinkende Flammentemperatur aufgrund der zunehmenden AGR bemerkbar. Die Folge sind steigende Rußemissionen, wobei der Anstieg für die einzelnen Kraftstoffe unterschiedlich ausfällt (vgl. **Abb. 2.3**, Rußbildungsbereich). Diesel verursacht mit der hohen Cetanzahl und dem höchsten Siedeschwerpunkt den stärksten Rußanstieg. Zusätzlich erhöht der Aromatenanteil im Dieselmotorkraftstoff die Rußemission. Der Anstieg bei Kerosin fällt deutlich geringer aus. Grund ist die homogenere Gemischaufbereitung durch den niedrigen Siedeschwerpunkt und die niedrigere Cetanzahl. Bei Naphtha ist ein Anstieg der Rußemission kaum noch erkennbar. Der

nochmals niedrigere Siedeschwerpunkt von Naphtha im Vergleich zu Kerosin verbessert die Gemischbildung und führt zu einer nahezu rußfreien Verbrennung für den dargestellten Betriebspunkt unabhängig vom Lambda. Die n-Heptan / iso-Oktan Mischungen zeigen den reinen Einfluss der Cetanzahl auf die Rußemission. Auch hier führt die Absenkung der Cetanzahl zu niedrigeren Rußemissionen, wobei bereits bei der n-Heptan / iso-Oktan Mischung mit der Cetanzahl von 45 die Verbrennung nahezu rußfrei ist. Prägnant für alle Kraftstoffe ist der Bereich unterhalb von $\lambda=1.2$. In diesem Bereich fallen die Rußemissionen wieder ab. Grund dafür ist der weiter ansteigende Zündverzug aufgrund der steigenden AGR. Der Zündverzug ist jetzt so lang, dass das Gemisch keine bzw. nur geringe unterstöchiometrische Anteile zum Zündbeginn aufweist (vgl. **Abb. 2.3**, Homogene Dieselerbrennung). Diese Randbedingungen ermöglichen damit eine Rußminderung (gilt für Diesel und Kerosin) bzw. eine rußfreie, homogene Verbrennung für die restlichen Kraftstoffe. (vgl. **Abb. 4.15** bei $\lambda=1.1$).

Damit wird deutlich, dass sowohl eine geringe Cetanzahl als auch ein geringerer Siedeschwerpunkt mit der geringeren Viskosität die Homogenisierbarkeit des Kraftstoffs erhöhen. Wobei in **Abb. 4.15** erkennbar ist, dass der Siedeeinfluss stärker ist als der Cetanzahleinfluss.

In **Abb. 4.16** ist die Rußemission für einen höheren indizierten Mitteldruck dargestellt (9 bar).

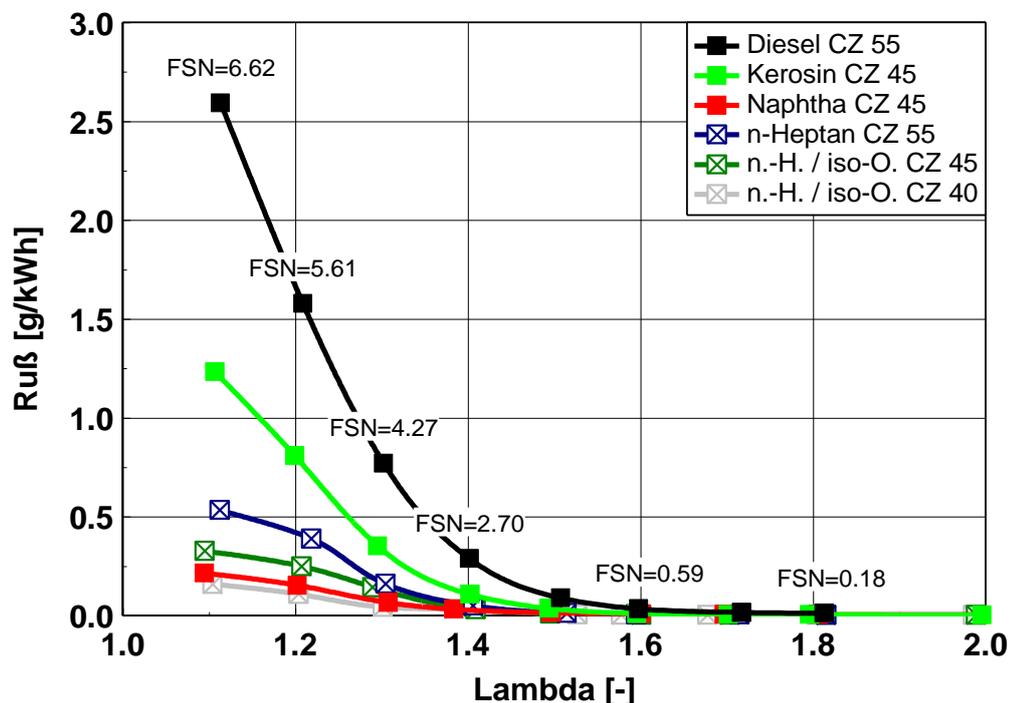


Abb. 4.16: Spezifische Rußemission in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Auch hier zeigt sich zunächst ein ähnliches Bild wie in **Abb. 4.15**. Bis $\lambda=1.6$ sind die Rußemissionen für alle Kraftstoffe relativ gering, unterhalb von $\lambda=1.6$ steigen die Rußemissionen stark an. Ein Abfall der Rußemissionen bei sehr niedrigen Luftverhältnis-

sen ist jedoch nicht mehr erkennbar. Hier wird deutlich, dass die Homogenisierbarkeit sowohl vom Kraftstoff, als auch stark vom Lastpunkt abhängt. Im Kapitel 4.2 wird dieser Zusammenhang genauer betrachtet.

In Abhängigkeit der unterschiedlichen Siedeeigenschaften und der unterschiedlichen Cetanzahlen der Kraftstoffe ist der Anstieg der Rußemission unterschiedlich hoch. Auffällig ist jedoch, dass die Unterschiede zwischen den Kraftstoffen mit der gestiegenen Last geringer geworden sind. Diese Tendenz zeigte sich generell für die betrachteten 7 Betriebspunkte. Beispielhaft ist dazu im Anhang die **Abb. 8.7** mit dem indizierten Mitteldruck von 18.4 bar bei 3000 min^{-1} zu finden. Grund dafür sind die höheren Kraftstoffmassen und Brennraumtemperaturen bei höheren Lasten, die eine Homogenisierung des Kraftstoffs durch eine Trennung der Einspritzung von der Verbrennung erschweren; der Kraftstoffeinfluss wird dadurch geringer.

4.1.7 Stickoxidemission

Die bei der dieselmotorischen Verbrennung emittierten NO_x -Emissionen werden hauptsächlich thermisch gebildet (vgl. Kapitel 2.2). Als Hauptbildungskriterium gelten hier die lokalen Spitzentemperaturen und die Verweilzeit unter den entsprechenden Bedingungen oberhalb von 2000 K.

In **Abb. 4.17** sind die Verläufe der gemessenen spezifischen NO_x -Emissionen dargestellt. Mit sinkendem Luftverhältnis bzw. zunehmender AGR-Rate sinken die NO_x -Emissionen deutlich ab.

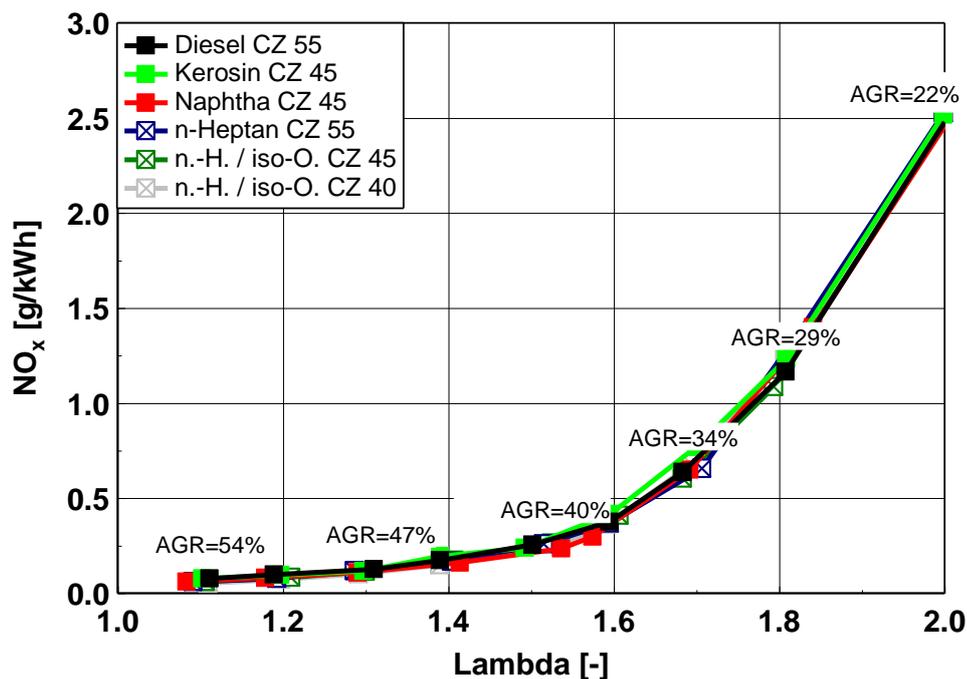


Abb. 4.17: Spezifische NO_x-Emission und AGR-Rate in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Es kommen die in Kapitel 2.2 beschriebenen Effekte zum Tragen. Durch den erhöhten Inertgasanteil erfolgt zunächst eine Reduzierung der Reaktionsgeschwindigkeit aufgrund der größeren Raumerfassung. Dem Kraftstoff wird es durch den steigen Inertgasanteil erschwert, den zur Verbrennung erforderlichen Sauerstoff zu erreichen. Weiterhin hat die erhöhte Wärmekapazität des Abgases einen temperatursenkenden Effekt. Damit werden die Spitzentemperatur und die Verweilzeit des Gases in Temperaturzonen oberhalb von 2000 K verringert. Die Folge sind sinkende NO_x-Emissionen bei kleineren Luftverhältnissen.

Ein messbarer Unterschied zwischen den Kraftstoffen ist nicht erkennbar. Die Verläufe der anderen betrachteten Betriebspunkte bestätigen die Kraftstoffunabhängigkeit im Bezug auf die Stickoxidemissionen. Gleiche Luftverhältnisse führen zu annähernd gleichen Stickoxidemissionen. Mit Hilfe der thermodynamischen Auswertung kann dieser Zusammenhang begründet werden. Die **Abb. 8.4** im Anhang zeigt den Temperaturverlauf in der verbrannten Zone in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel für verschiedene Kraftstoffe. Hier wird deutlich, dass sowohl die Temperatur in der verbrannten Zone, als auch die Verweilzeit kaum von den verwendeten Kraftstoffen beeinflusst wird.

Mit steigender Last steigt das Stickoxidniveau für alle Kraftstoffe weiter an (vgl. beispielhaft **Abb. 4.18**). Maßgeblich dafür sind die höhere Einspritzmenge und der begrenzte Ladedruck. Beides hat zur Folge, dass bei gleichen Luftverhältnissen die

möglichen AGR-Raten deutlich kleiner ausfallen und damit die Brennraumtemperaturabsenkung durch die AGR geringer ist.

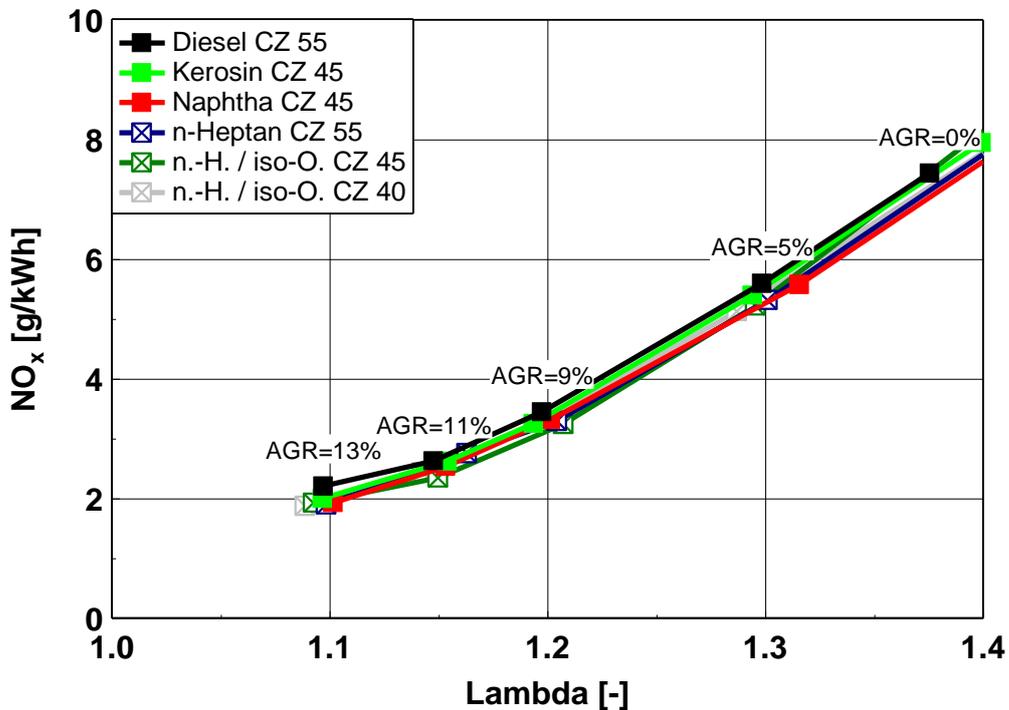


Abb. 4.18: Spezifische NO_x -Emission und AGR-Rate in Abhängigkeit vom Lambda bei 18.4 bar indiziertem Mitteldruck, 3000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

In **Abb. 8.8** im Anhang wird dieser Zusammenhang mit Hilfe der Temperatur in der verbrannten Zone verdeutlicht. Es ist zu erkennen, dass mit steigender Last bei konstantem $\lambda=1.2$ die Temperatur und die Verweilzeit über 2000 K deutlich ansteigt.

Die große Lastabhängigkeit der NO_x -Emissionen kann damit durch die verwendeten alternativen Kraftstoffe bei gleichem Luftverhältnis ohne Änderung des Brennverfahrens nicht verbessert werden. Allerdings erlaubt der vorhandene Vorteil der Rußemission bei Einsatz der alternativen Kraftstoffe höhere AGR-Raten bei weiterhin moderaten Rußemissionen. Über diesen Zusammenhang lässt sich, insbesondere für die niedrigeren Lasten, der Zielkonflikt zwischen Ruß- und NO_x -Emissionen entschärfen (vgl. **Abb. 8.9** im Anhang).

4.1.8 Maximaler Zylinderdruckanstieg

Der maximale Zylinderdruckanstieg durch Einsetzen der Verbrennung ist ein indirektes Maß für die Geräuschemissionen eines Verbrennungsmotors. Außerdem lassen sich Rückschlüsse auf die mechanischen Belastungen des Triebwerks ziehen. Zur weiteren Bewertung der betrachteten Kraftstoffe wird deshalb der maximale Druckanstieg herangezogen. Der maximale Zylinderdruck wird hier nicht betrachtet, da die Unterschiede zwischen den Kraftstoffen gering sind (kleiner 3% im Vergleich zu Diesel).

In **Abb. 4.19** ist der Druckanstieg in Abhängigkeit vom Luftverhältnis für 6.9 bar indizierten Mitteldrucks dargestellt. Es ist erkennbar, dass mit sinkendem Lambda durch Erhöhung der AGR-Rate der maximale Druckanstieg abfällt. Erklären lässt sich dieser Zusammenhang im Wesentlichen durch die herabgesetzte Reaktionsgeschwindigkeit aufgrund der hohen AGR-Rate.

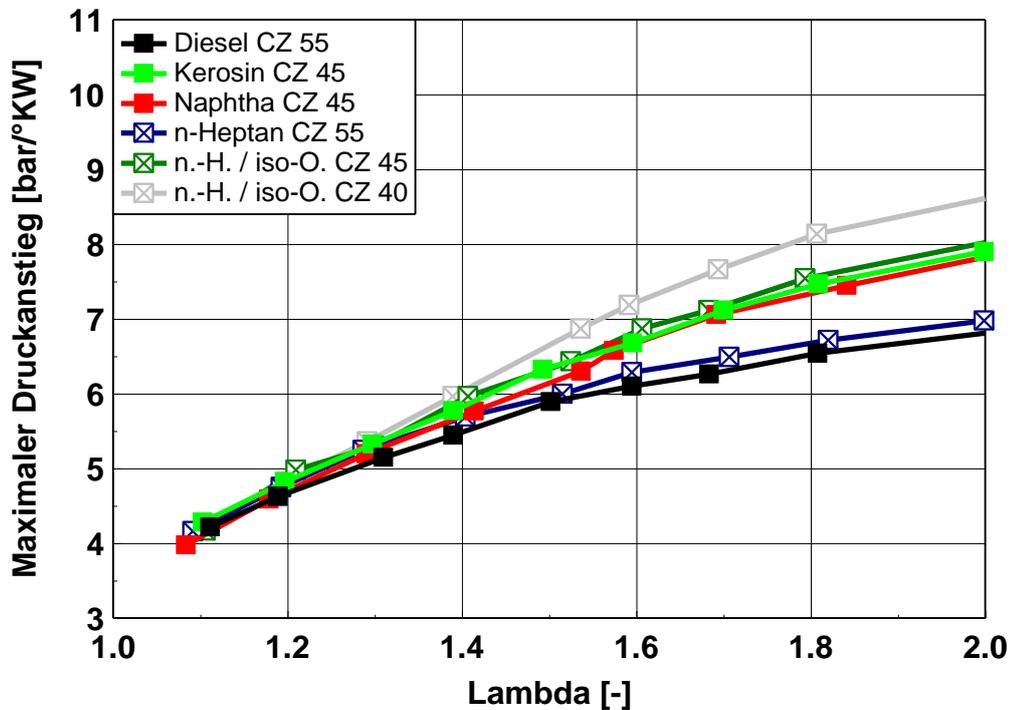


Abb. 4.19: Maximaler Zylinderdruckanstieg in Abhängigkeit vom Lambda bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Bei Diesel z.B. fällt der Druckanstieg von etwa $6.5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ bei $\lambda=1.8$ auf etwa $4 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ bei $\lambda=1.1$ ab. Auch die anderen verwendeten Kraftstoffe zeigen grundsätzlich diesen Trend. Allerdings machen sich bei den höheren Luftverhältnissen die unterschiedlichen Cetanzahlen bemerkbar. Insbesondere die n-Heptan / iso-Oktan-Mischung mit der CZ 40 verursacht hier einen höheren Druckanstieg. Mit steigender CZ fallen die Druckanstiege tendenziell niedriger aus, wobei Diesel mit der CZ 55 den niedrigsten Druckanstieg hervorruft. Auffällig ist, dass die beschriebenen Unterschiede in der Reihenfolge der CZ mit sinkendem Lambda abnehmen und ab $\lambda=1.3$ nicht mehr vorhanden sind. Hier kann davon ausgegangen werden, dass der Kraftstoffeinfluss aufgrund der Zündwilligkeit nicht mehr maßgeblich ist. Vielmehr dominiert der Einfluss der AGR. Diese Besonderheit wird in Kapitel 4.2 näher betrachtet. Bei den Betriebspunkten oberhalb von 6.9 bar indiziertem Mitteldruck zeigte sich ein anderes Verhalten, beispielhaft dargestellt in **Abb. 4.20**.

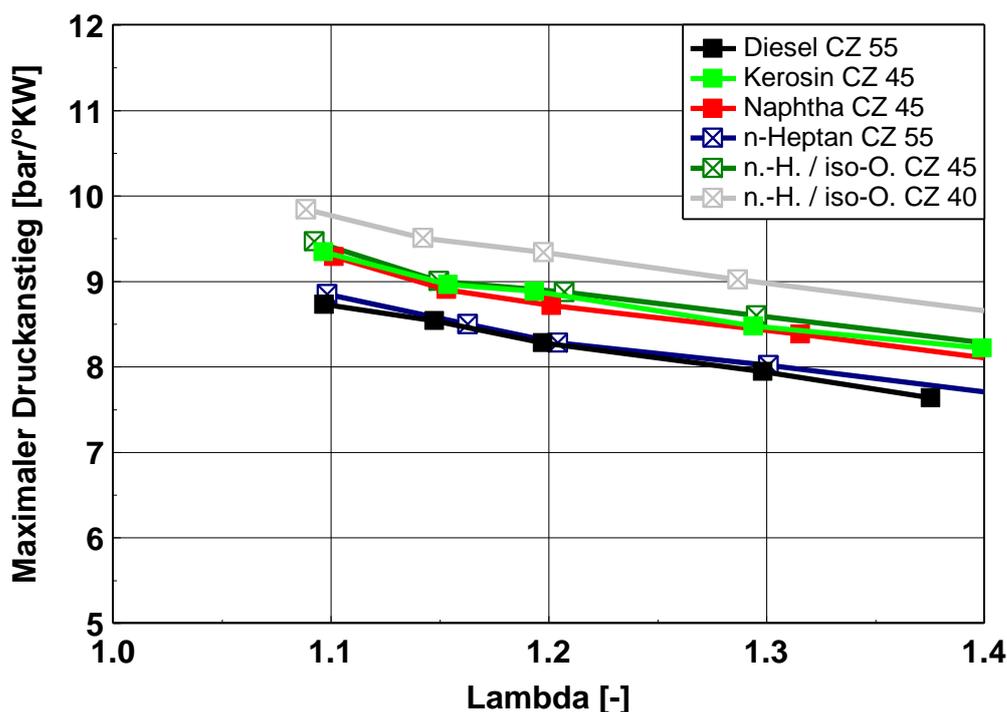


Abb. 4.20: Maximaler Zylinderdruckanstieg in Abhängigkeit vom Lambda bei 18.4 bar indiziertem Mitteldruck, 3000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

Tendenziell ist der Einfluss der CZ zwar noch erkennbar, jedoch sind die Unterschiede geringer im Vergleich zur Last 6.9 bar indiziertem Mitteldruck (**Abb. 4.19**). Auch das Zusammenlaufen der Kurven in Richtung niedriger Luftverhältnisse ist nicht mehr erkennbar. Weiterhin erhöht sich bei dieser Last der Druckanstieg durch Absenken des Luftverhältnisses leicht. Grund für diese Entwicklung sind die thermodynamischen Randbedingungen im Brennraum. Durch die höhere Last und den höheren Ladedruck steigen sowohl die Verdichtungsendtemperatur als auch die Verbrennungstemperatur deutlich an (vgl. **Abb. 8.8** im Anhang). Zusätzlich sind die AGR-Raten bei gleichem Luftverhältnis geringer. Der Einfluss durch AGR ist damit geringer und führt hier zu einem höheren maximalen Druckanstieg. Neben den relativ geringen Unterschieden durch die unterschiedlichen CZ kann nun davon ausgegangen werden, dass die höheren Temperaturen maßgeblich für den erhöhten Druckanstieg sind.

Ein signifikanter Einfluss des Siedeverhaltens kann unabhängig von der Last nicht festgestellt werden.

4.1.9 Zusammenfassung

Im Kapitel Alternative Kraftstoffe wurden systematisch die Kraftstoffe Diesel, Kerosin, Naphtha und Mischungen aus n-Heptan und iso-Oktan untersucht. Dabei zeigten sich bereits in der Gemischbildung signifikante Unterschiede. Es konnte festgestellt werden, dass durch Absenken des Siedeschwerpunktes bei konstanter Cetanzahl (Diesel 274°C und n-Heptan 98°C bzw. Kerosin 176°C und Naphtha 125°C) und durch Absenken der Cetanzahl bei konstantem Siedeschwerpunkt (n-Heptan / iso-Oktan Mi-

schungen) die Homogenität des Gemisches deutlich verbessert wird. Diese Verbesserung der Gemischbildung reduzierte, insbesondere bei niedrigen Lasten, die Rußemissionen. Die NO_x -Emissionen konnten bei gleichem Luftverhältnis durch die unterschiedlichen Kraftstoffe nicht beeinflusst werden. Ebenfalls war der Einfluss auf die CO -Emissionen sehr gering. Die HC -Emissionen wurden im Vergleich zu Diesel durch die homogenere Gemischverteilung erhöht. Insbesondere die Mischung n-Heptan / iso-Oktan mit CZ 40 hat deutlich höhere HC -Emissionen hervorgerufen. Aufgrund der höheren H/C-Verhältnisse und der höheren Heizwerte fallen der Kraftstoffverbrauch und die CO_2 -Emissionen für die alternativen Kraftstoffe im Vergleich zu Diesel niedriger aus. Außerdem zeigte sich, dass ein Teil dieses Unterschiedes in einer effizienteren Energieumsetzung der alternativen Kraftstoffe begründet ist. Insgesamt zeigte Naphtha, von den real verfügbaren Kraftstoffen, das größte Potential zur Emissionssenkung. In **Tab. 4.3** sind die gewonnenen Erkenntnisse zusammenfassend dargestellt.

Tab. 4.3: Tabellarische Zusammenfassung der Kraftstoffvariation

	Zündverzug [°KW]	Kraftstoffverbrauch (grav.) [g/kWh]	CO_2 [g/kWh]	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	Ruß [g/kWh]	NO_x [g/kWh]	Druckanstieg [bar°KW]
Kerosin CZ 45	+	-2.0%	-3.3%	o	(+)	-	o	(+)
Naphtha CZ 45	++	-6.5%	-9.0%	o	+	--	o	(+)
n-Heptan CZ 55	(+)	-4.2%	-7.3%	o	(+)	-	o	(+)
n-H. / iso-O. CZ 45	++	-4.2%	-7.7%	o	+	--	o	(+)
n-H. / iso-O. CZ 40	+++	-4.3%	-7.3%	o	++	---	o	+

(+ = höher als Diesel; o = keine Änderung; - = niedriger als Diesel; () = geringfügig)

4.2 Teilhomogener Betrieb

4.2.1 Betriebspunkte und Methodik

Im Kapitel 4.1 wurde gezeigt, dass mit dem verwendeten Versuchsträger bei 2000 min^{-1} bis 6.9 bar indiziertem Mitteldruck und einer seriennahen Betriebsweise eine teilhomogene Verbrennung grundsätzlich möglich ist. Die untersuchten, alternativen Kraftstoffe, insbesondere Naphtha, ermöglichten in diesem Zusammenhang zusätzliches Potential zur Homogenisierung. Mit steigender Last konnte die teilhomogene Betriebsweise mit den seriennahen Motorparametern jedoch nicht mehr umgesetzt werden. Ziel soll es deshalb im Folgenden sein, eine Betriebsweise zu finden, die

auch bei höheren Lasten eine teilhomogene Verbrennung mit niedrigen Emissionen zulässt.

In **Abb. 4.21** und der folgenden Tabelle **Tab. 4.4** sind die ausgewählten Betriebspunkte zur Ausweitung der teilhomogenen Betriebsweise aufgezeigt. Das Rechteck in der Abbildung markiert den Betriebsbereich (von 1000 min^{-1} bis 3000 min^{-1} und bis ca. 100 Nm). Innerhalb dieses Bereiches wurde mit einem vergleichbaren Vollmotor eine teilhomogene Verbrennung mit Hilfe von Kerosin und Naphtha als Kraftstoff dargestellt [50], [51], [53]. Oberhalb dieser Grenzen konnte bislang der Vollmotor nicht teilhomogen betrieben werden, ohne dass z.B. das Geräusch unakzeptabel anstieg.

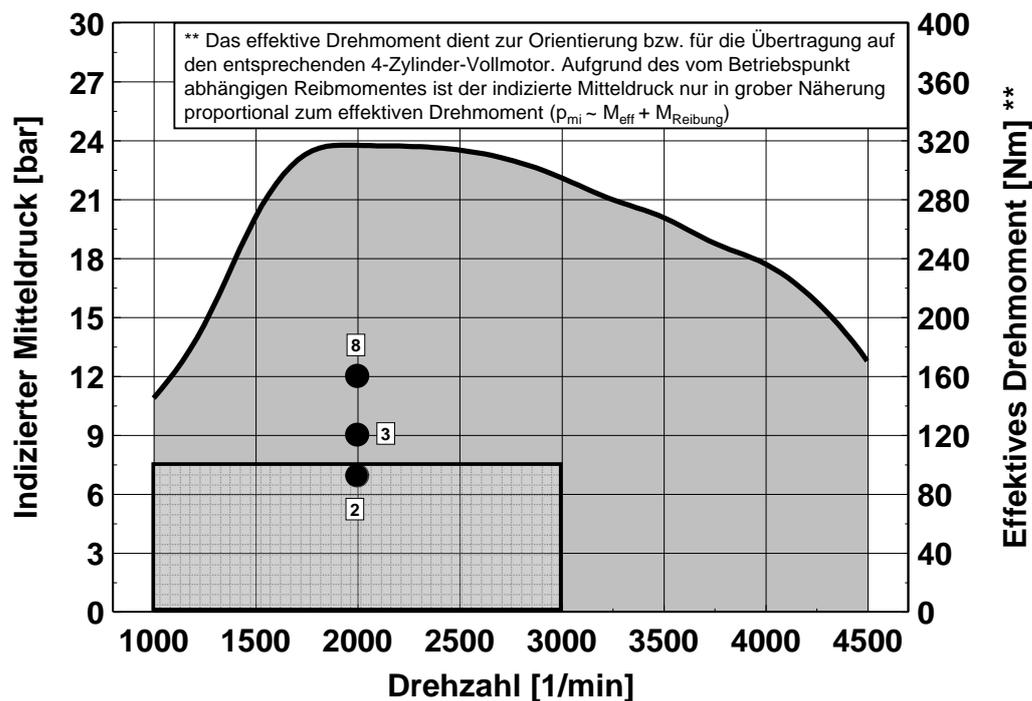


Abb. 4.21: Betrachtete Betriebspunkte für den erweiterten teilhomogenen Betriebsbereich

Zusätzlich zur **Abb. 4.21** sind in der **Tab. 4.4** weitere Betriebsparameter aufgelistet.

Tab. 4.4: Betrachtete Betriebspunkte für den erweiterten teilhomogenen Betriebsbereich

Lastpunkt [-]	Drehzahl [min ⁻¹]	indizierter Mitteldruck [bar]	Verbrennungsschwerpunktlage [°KW n. OT]	Raildruck [bar]	Abgasdruck [mbar]	Ladedruck [mbar]	Ansaugtemperatur [°C]	Öltemperatur [°C]	Wassertemperatur [°C]	Anzahl der Einspritzungen [-]
3	2000	9	10	1300; 1600	1600; 2600	1600; 2600	25; 40	90	90	1
8	2000	12	10	1300; 1600	1900; 2800	1900; 2800	25; 40	90	90	1

Aufgrund des begrenzten Ladedrucks durch den Abgasturbolader sinkt mit steigender Last und damit steigendem Luftbedarf die maximal mögliche AGR-Rate am Vollmotor. Folglich sinkt auch der mögliche Einfluss der AGR auf die Verbrennung und die NO_x-Emissionen steigen. Um nun zu klären, inwieweit ein Betrieb mit höheren AGR-Raten durch höhere Ladedrücke die NO_x-Emissionen absenken kann, werden nun entsprechende Versuche diskutiert. Darüber hinaus wird gezeigt, ob diese Vorgehensweise Potential hat, die teilhomogene Verbrennung auf höhere Lasten auszuweiten. Da Naphtha in Kapitel 4.1 das größte Potential für eine teilhomogene Verbrennung hat und Diesel als Referenzkraftstoff dient, werden diese Kraftstoffe für die folgenden Versuche ausgewählt (die Abbildungen für Diesel sind im Anhang dargestellt).

4.2.2 Voruntersuchung

Die Voruntersuchung zeigt den grundsätzlichen Einfluss des Ladedrucks auf die Verbrennung. Dazu werden ausgehend vom Betriebspunkt 3 (vgl. **Abb. 4.3** aus Kapitel 4.1) bei einem konstantem Lambda von 1.2 bar der Ladedruck und der Abgasdruck sukzessive von 1600 mbar auf 2800 mbar erhöht.

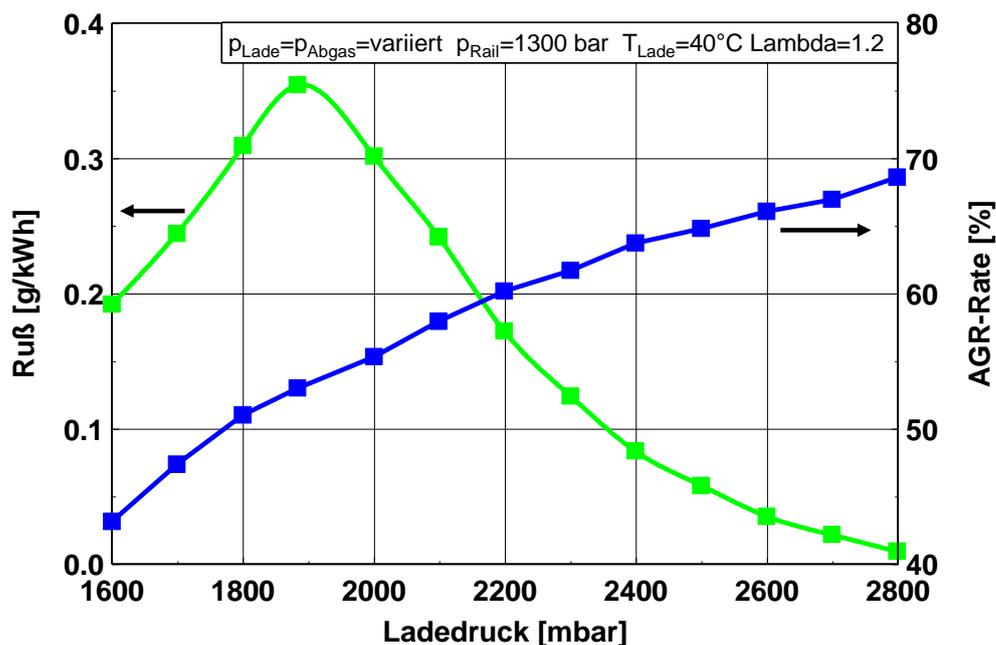


Abb. 4.22: Spezifische Rußemission und AGR-Rate in Abhängigkeit vom Ladedruck bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunkt-lage, Kraftstoff: Naphtha

In **Abb. 4.22** ist erkennbar, dass die AGR-Rate durch die Erhöhung des Ladedrucks kontinuierlich von ca. 43% bei 1600 mbar auf ca. 68% bei 2800 mbar aufgrund des konstant gehaltenen Luftverhältnisses erhöht wird. Aufgrund der steigenden Strömungsverluste durch den höheren Gasdurchsatz und der steigenden internen Restgasmenge durch den höheren Abgasdruck flacht der Anstieg der AGR-Rate mit steigendem Ladedruck leicht ab.

Die Rußemissionen steigen zunächst mit steigendem Ladedruck an. Bei ca. 1900 mbar wird ein Maximum erreicht. Danach fällt die Rußmasse kontinuierlich ab und erreicht bei 2800 mbar einen Rußmassenstrom von annähernd null. Dieses Verhalten ist ein Hinweis dafür, dass allein durch Erhöhung der AGR-Rate durch eine Ladedruckerhöhung das Brennverfahren von einer konventionellen Verbrennung in eine teilhomogene Verbrennung übergehen kann. Aufbauend auf dieser Erkenntnis werden im Folgenden weitere Ansätze erörtert. Basis ist zunächst der Betriebspunkt 3 mit einem Ladedruck von 1600 mbar. Dem wird ein Betrieb mit 2600 mbar Ladedruck gegenübergestellt (ausgewählt aus **Abb. 4.22**).

4.2.3 Restgasmasse

Im vorangegangenen Abschnitt konnte gezeigt werden, dass durch Erhöhung des Ladedrucks die AGR-Rate bei steigendem Luftbedarf erhöht werden kann. Inwieweit sich dadurch die Restgasmasse und die angesaugte Luftmasse verändern, zeigt die folgende **Abb. 4.23**.

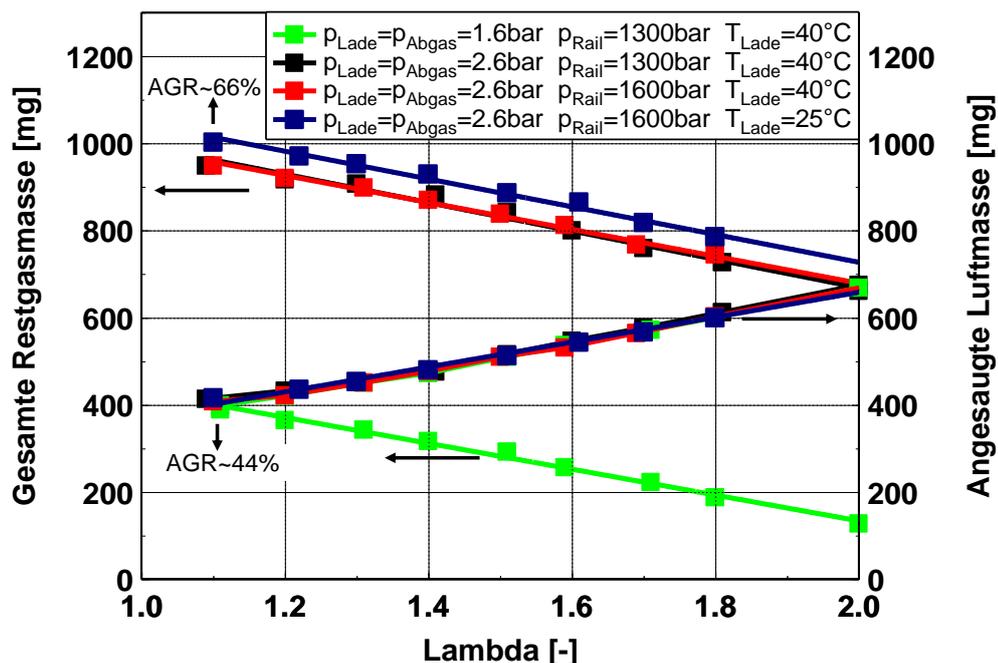


Abb. 4.23: Restgasmasse und AGR-Rate in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

Der Basisbetrieb (1600 mbar Ladedruck) zeigt, dass die Restgasmasse von ca. 120 mg bei $\lambda=2$ auf ca. 400 mg bei $\lambda=1.1$ gesteigert wird. Zwangsläufig sinkt im gleichen Bereich die angesaugte Frischluftmasse von ca. 700 mg auf ca. 400 mg ab. Bei Betrachtung der gleichen Lambdavaration mit erhöhtem Ladedruck (2600 mbar) bei ansonsten gleichen Betriebsparametern zeigt sich, dass die Restgasmasse deutlich erhöht werden kann. Die Verläufe der Restgasmasse sind quasi parallel verschoben mit einem Abstand von ca. 550 mg. Die angesaugte Luftmasse wird durch die Ladedruckerhöhung kaum beeinflusst und bleibt annähernd konstant. Da bei gleichem Lambda und konstanter Last die angesaugte Luftmasse unverändert ist, kann davon ausgegangen werden, dass der Kraftstoffverbrauch ebenfalls kaum beeinflusst wird. Die Bestätigung zu dieser Annahme folgt dazu im nächsten Abschnitt.

Als weitere Variationen sind in **Abb. 4.23** ausgehend von der Ladedruckerhöhung noch der Raildruck erhöht worden und die Ladelufttemperatur auf 25°C abgesenkt worden. Die Raildruckerhöhung beeinflusst im Wesentlichen die Gemischaufbereitung, auf die Restgasmasse und die Luftmasse hat sie keinen Einfluss. Die Absenkung der Ladelufttemperatur erhöht die Dichte des angesaugten Gases. Damit wird bei gleichem Lambda auch die Restgasmasse erhöht.

4.2.4 Kraftstoffverbrauch

Abb. 4.24 zeigt den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Lambda für die im vorherigen Kapitel betrachteten Fälle. Grundsätzlich zeigen alle Verläufe einen nicht linearen, starken Anstieg des Kraftstoffverbrauchs mit sinkendem Lambda.

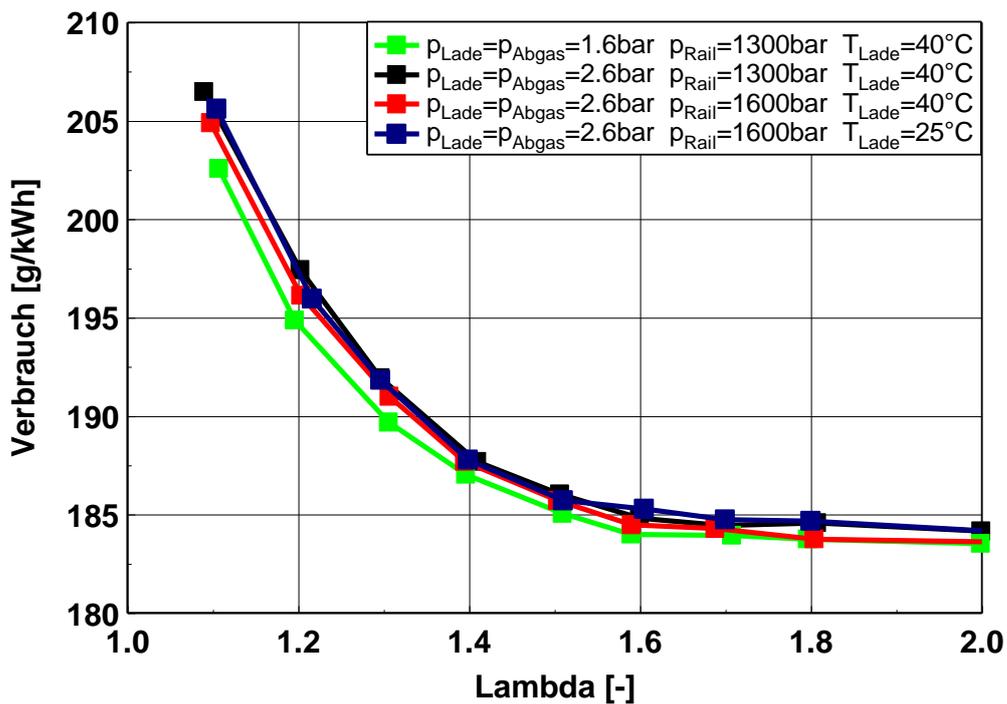


Abb. 4.24: Indizierter Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

Hauptgrund ist eine zunehmend unvollständigere Verbrennung mit sinkendem Lambda. Die Unterschiede zwischen den Betriebsweisen sind äußerst gering. Tendenziell zeigt sich ein leichter Kraftstoffverbrauchsvorteil für die Basisbetriebsweise (1600 mbar Ladedruck). Hauptgrund für den starken Anstieg sind die hohen AGR-Raten und der relative Luftmangel, die bei den niedrigen Luftverhältnissen die Oxidationsbedingungen zunehmend verschlechtern. Detaillierte Zusammenhänge folgen in den nächsten Abschnitten, insbesondere bei der Betrachtung der HC- und CO-Emissionen.

4.2.5 Rußemission

In Kapitel 4.1.6 wurde gezeigt, dass bei den gegebenen Motorrandbedingungen bei einer Last von 9.0 bar indiziertem Mitteldruck die Rußemissionen mit sinkendem Lambda quasi exponentiell ansteigen. Bei 6.9 bar Mitteldruck steigen zunächst ebenfalls die Rußemissionen stetig an, erreichen jedoch bei einem Lambda von ca. 1.3, unabhängig vom Kraftstoff, ein Maximum und fallen dann wieder ab. In **Abb. 4.25** wird nun dargestellt, in welcher Form dieser Effekt der teilhomogenen Verbrennung bei höheren Lasten möglich ist.

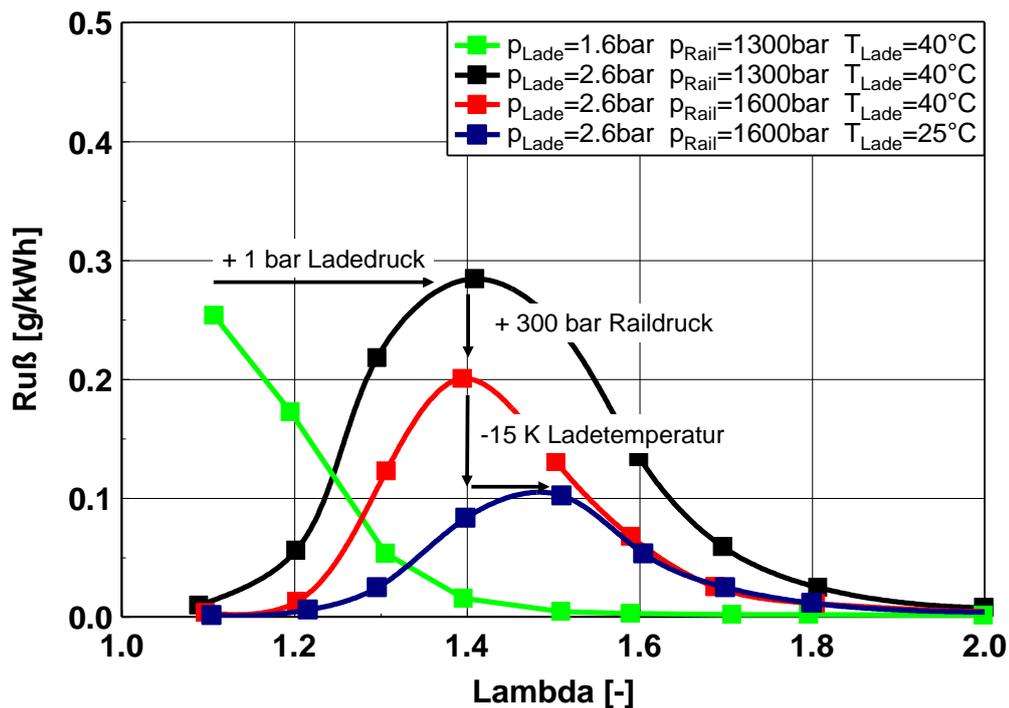


Abb. 4.25: Spezifische Rußemission in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

Die grüne Kurve stellt die Ausgangslage bezogen auf die Rußemissionen dar (gleiche Kurve wie in **Abb. 4.16**, jedoch anderer Messtag). Durch gleichzeitige Erhöhung des Ladedrucks und des Abgasdrucks um 1 bar ändert sich der Verlauf der Rußemission grundlegend. Bei einem Luftverhältnis von rund 1.4 wird ein Rußmaximum erreicht (vergleichbar mit **Abb. 4.15**; 6.9 bar indiziertem Mitteldruck). Mit sinkendem Lambda fällt die Rußemission auf annähernd null ab. Grund dafür ist die deutlich erhöhte AGR-Rate bzw. AGR-Masse und die damit verbundenen Veränderungen auf die Gemischbildung und Verbrennung. Von $\lambda=2.0$ bis $\lambda=1.4$ bewirkt die steigende AGR aufgrund des relativen Luftmangels einen Anstieg der Rußmasse im Abgas. Mit sinkendem Lambda (ab 1.4) wird der Zündverzug verlängert (vgl. **Abb. 8.11** im Anhang) und bewirkt einen höher vorgemischten Kraftstoffanteil. Gleichzeitig fällt die Verbrennungstemperatur aufgrund der Restgasmassenerhöhung ab, so dass die Rußbildung (vgl. dazu **Abb. 2.3**) zunehmend unterdrückt wird. Dazu ist in **Abb. 8.12** im Anhang die maximale mittlere Gastemperatur im Brennraum dargestellt. Beide Faktoren, Zündverzugverlängerung und Temperaturabsenkung führen zu einer teilhomogenen Verbrennung mit einer fallenden Rußemission bei sinkendem Lambda. Wird zusätzlich die Gemischbildungsenergie durch eine Erhöhung des Raildruck um 300 bar erhöht, wird die Rußemission zusätzlich abgesenkt. Mit einer Absenkung der Ladelufttemperatur auf 25°C wird das Rußmaximum erneut abgesenkt, wobei nun zusätzlich das Maximum in Richtung eines höheren Luftverhältnisses verschoben wird. Grund dafür ist die höhere Gasdichte im Saugrohr durch die geringere Temperatur. Diese führt zu einer weiteren Erhöhung der AGR-Rate bei konstantem Lambda (vgl. **Abb. 4.23**).

Damit wird deutlich, dass durch eine Erhöhung der AGR-Rate, bei sonst konstanten Bedingungen, ab einer kritischen AGR-Rate die Rußemissionen abgesenkt werden. Für den betrachteten Betriebspunkt mit Naphtha als Kraftstoff liegt dieser Punkt bei einer AGR-Rate von ca. 54% bzw. einem Ladedruck von 1900 mbar (vgl. dazu **Abb. 4.22**). Grundsätzlich konnte dieses Verhalten auch mit Dieselkraftstoff dargestellt werden (vgl. **Abb. 8.10** im Anhang). Allerdings ist dabei das Rußemissionsniveau, wie aus Kapitel 4.1 bekannt, deutlich höher im Vergleich zu Naphtha.

Die folgende **Abb. 4.26** zeigt das Ergebnis für eine weitere Lasterhöhung mit Naphtha als Kraftstoff. In einer Voruntersuchung wurde ermittelt, dass der Ladedruck bei einer Last von 12 bar indiziertem Mitteldruck nun von 1.9 bar auf 2.8 bar erhöht werden muss, um eine teilhomogene Verbrennung zu erzielen. Der Basisverlauf der Rußemission zeigt vergleichbar mit **Abb. 4.25** wieder einen zunehmenden Anstieg mit sinkendem Lambda. Durch Erhöhung des Ladedrucks um 0.9 bar bei sonst konstanten Motoreinstellungen entsteht ein parabelförmiger Rußverlauf mit einem ausgeprägten Maximum bei einem Luftverhältnis von $\lambda=1.2$. Durch eine Erhöhung des Raildrucks wird dieses Maximum wiederum von 0.8 g/kWh auf 0.6 g/kWh abgesenkt. Und durch eine Absenkung der Ladelufttemperatur auf 25°C wird die Rußemission weiter abgesenkt, wobei zusätzlich das Rußmaximum von $\lambda=1.2$ auf ein magereres Lambda von 1.3 verschoben wird.

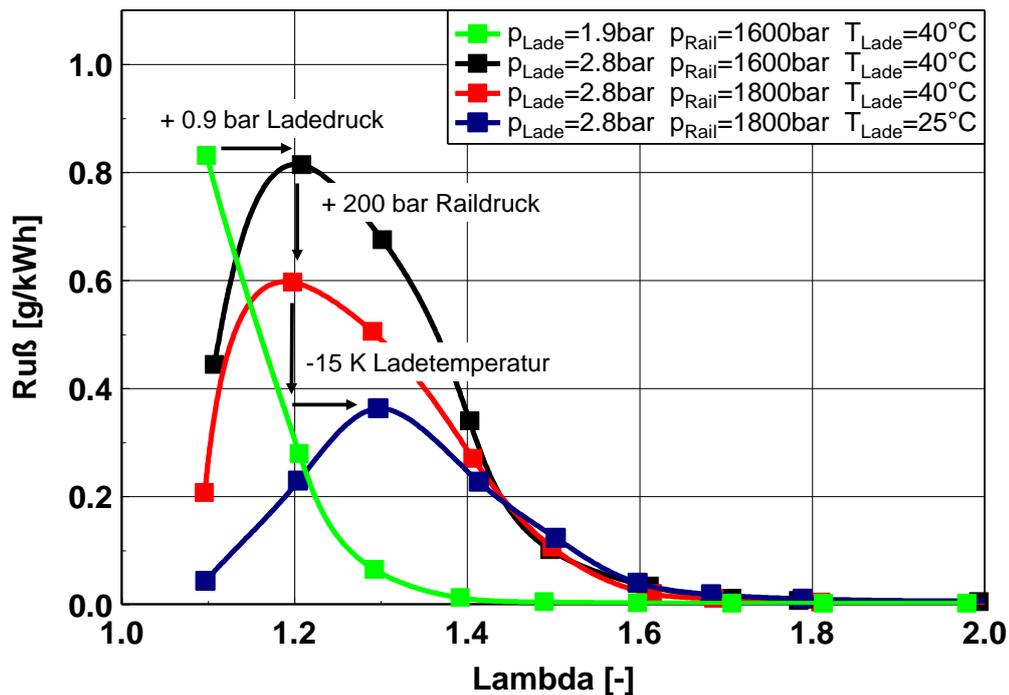


Abb. 4.26: Spezifische Rußemission in Abhängigkeit vom Lambda bei 12.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

4.2.6 Stickoxidemission

In **Abb. 4.23** wurde die starke Erhöhung der Restgasmasse durch die Ladedruckerhöhung vorgestellt. Diese Erhöhung der Restgasmasse führt zu einer massiven Temperaturabsenkung. Dazu ist in **Abb. 8.12** im Anhang die mittlere Gastemperatur im Brennraum für die verschiedenen Betriebsweisen in Abhängigkeit vom Lambda aufgetragen. Für 1.6 bar Ladedruck ist die mittlere Gastemperatur deutlich höher im Vergleich zu der Betriebsweise mit erhöhtem Ladedruck. Die erhöhte Restgasmasse (vgl. **Abb. 4.23**) senkt die mittlere Gastemperatur um ca. 350 K ab. In **Abb. 4.27** ist die Auswirkung dieser Temperaturabsenkung auf die NO_x-Emissionen dargestellt. Bei der Betriebsweise mit 1.6 bar Ladedruck ist das Niveau der NO_x-Emission bei einem Lambda von 2.0 zunächst mit rund 4 g/kWh relativ hoch. Mit sinkendem Lambda fällt die NO_x-Emission jedoch stark ab und erreicht bei einem Lambda von 1.1 eine NO_x Masse von ca. 0.1 g/kWh.

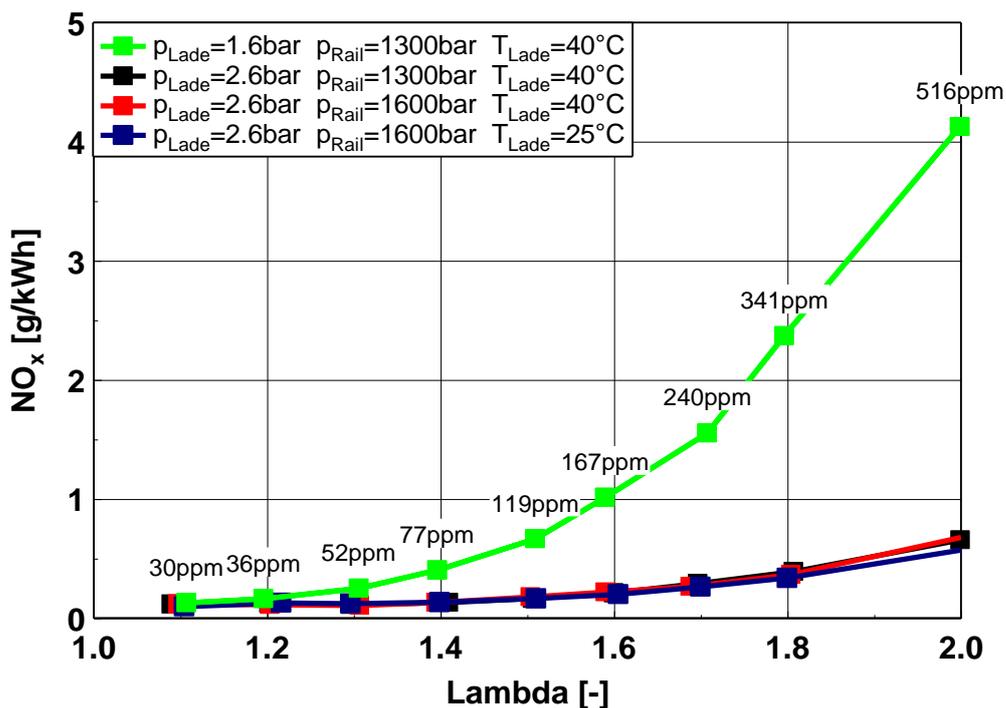


Abb. 4.27: Spezifische NO_x -Emission in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

Diese Abhängigkeit vom Lambda wurde grundsätzlich für verschiedene Kraftstoffe bereits in Kapitel 4.1.7 beschrieben (vgl. dazu **Abb. 4.17**).

Die Verläufe für die Betriebsweise mit erhöhtem Ladedruck liegen für die betrachteten Luftverhältnisse, insbesondere bei den höheren Luftverhältnissen, deutlich niedriger und verlaufen flacher, wobei unterhalb von $\lambda=1.3$ unabhängig von der Betriebsweise die NO_x -Emissionen auf das gleiche Niveau zusammenlaufen. Bemerkenswert ist, dass mit Hilfe des erhöhten Ladedrucks bereits bei einem Luftverhältnis von 2.0 relativ niedrige NO_x -Emissionen erreicht werden. Weiterhin ist erkennbar, dass die Ladelufttemperaturabsenkung auf 25°C zu tendenziell niedrigeren NO_x -Emissionen bei den höheren Luftverhältnissen führt. Mit Diesel als Kraftstoff ergibt sich der gleiche Trend. Wie in Kapitel 4.1.7 gezeigt, ist der Kraftstoffeinfluss zwischen Diesel und Naphtha praktisch zu vernachlässigen (vgl. **Abb. 8.13** im Anhang). Für eine Lasterhöhung auf 12 bar indizierten Mitteldruck mit Naphtha als Kraftstoff ergibt sich ebenfalls ein ähnliches Bild für die NO_x -Emissionen (vgl. **Abb. 8.14** im Anhang). Allerdings sind hier die NO_x -Emissionen aufgrund der höheren Last insbesondere bei den hohen Luftverhältnissen höher im Vergleich zur Last 9 bar indizierten Mitteldrucks.

4.2.7 Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemission

Grund für hohe Kohlenmonoxid- und hohe Kohlenwasserstoffemissionen im Abgas sind niedrige Luftverhältnisse und niedrige lokale Temperaturen im Brennraum, die zu schlechteren Oxidationsbedingungen von HC zu CO bzw. von CO zu CO_2 führen (vgl. die Bildungsmechanismen aus Kapitel 2.2). In Kapitel 4.1.5 wurde gezeigt, dass mit

sinkendem Lambda durch Erhöhung der AGR-Rate die CO- und die HC-Emissionen, insbesondere beim Übergang in die teilhomogene Betriebsweise, stark ansteigen (vgl. **Abb. 4.13** und **Abb. 4.14**). Dieses Verhalten zeigt sich auch bei Ausweitung der teilhomogenen Betriebsweise in **Abb. 4.28**.

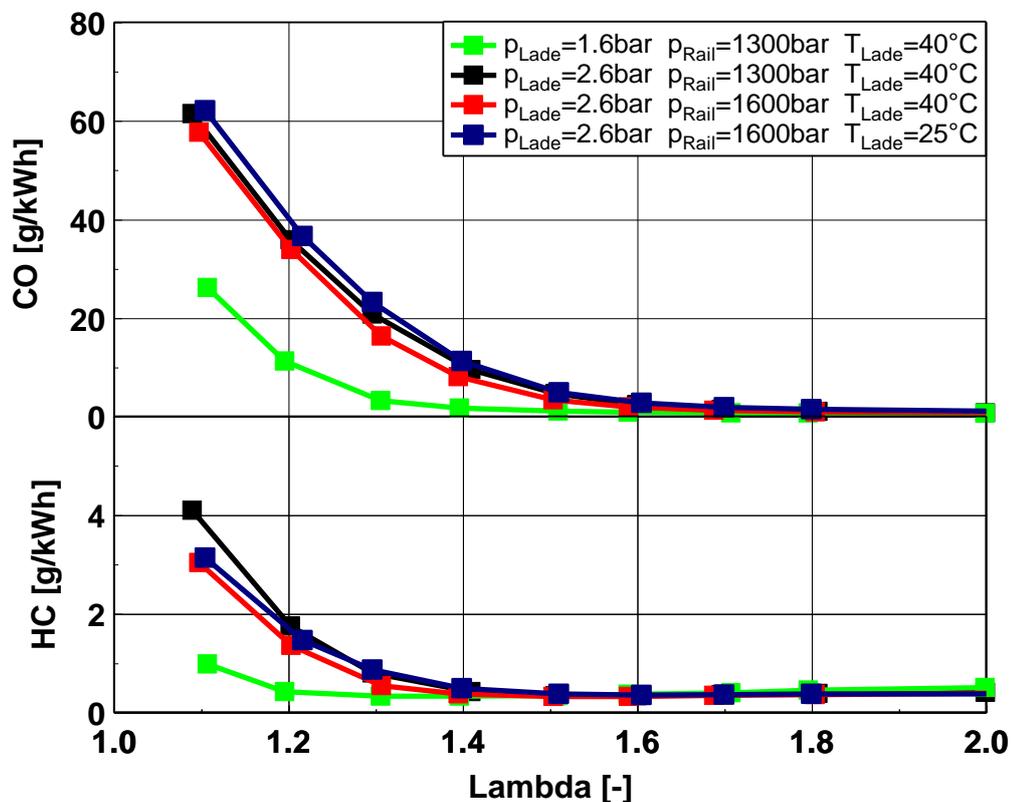


Abb. 4.28: Spezifische Emissionen (HC und CO) in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

Ausgehend von der Basisvermessung sind das CO- und das HC-Niveau für die erhöhten Ladedrücke bei niedrigen Luftverhältnissen deutlich höher. Grund dafür sind hohe AGR-Raten, die massiv die Brennraumtemperatur absenken (vgl. die **Abb. 8.12** im Anhang) und damit die Oxidationsbedingungen verschlechtern. Zum Vergleich mit Diesel als Kraftstoff ist im Anhang die **Abb. 8.15** aufgeführt. Für die CO-Emissionen gilt, wie schon in Kapitel 4.1.5 gezeigt, dass es mit Naphtha und Diesel als Kraftstoff keinen messbaren Unterschied gibt. Ferner wurde im Kapitel 4.1.5 gezeigt, dass aufgrund der Kraftstoffeigenschaften insbesondere bei niedrigen Lasten die HC-Emissionen bei Verwendung von Naphtha im Vergleich zu Diesel erhöht sind (vgl. **Abb. 4.14**). Durch Erhöhung der Last auf 9 bar indiziertem Mitteldruck ist dieser Unterschied nicht mehr vorhanden (vgl. **Abb. 4.28** mit **Abb. 8.15** im Anhang).

Bei der Lasterhöhung auf 12 bar indiziertem Mitteldruck gibt es qualitativ keine Änderung bei den HC- und CO-Emissionen. Auch hier ist ein deutlicher Anstieg mit sinkendem Lambda erkennbar (**Abb. 8.16** im Anhang).

4.2.8 Maximaler Zylinderdruckanstieg

In Kapitel 4.1.8 wurde beschrieben, dass mit sinkendem Luftverhältnis bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck der maximale Druckanstieg mit dem Übergang in den teilhomogenen Betrieb abgesenkt werden kann (**Abb. 4.19**). Tendenziell ist dieses Verhalten bei der Ausweitung der teilhomogenen Betriebsweise weiterhin erkennbar. Für den Ladedruck von 1.6 bar steigt zunächst mit sinkendem Lambda der Druckanstieg an. Ab einem Lambda von ca. 1.4 (Beginn des teilhomogenen Betriebs) fällt dieser jedoch wieder leicht ab. Durch die Ladedruck Erhöhung von 1 bar und der entsprechenden Erhöhung der AGR wird der maximale Druckanstieg auf ein Niveau von ca. 4 bar/°KW deutlich abgesenkt, wobei auch hier ab einem Lambda von ca. 1.4 der maximale Druckanstieg abfällt. Grund dafür ist die deutlich höhere AGR-Rate, die die Reaktionsgeschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung absenkt. Die Raildruckerhöhung von 300 bar und die Ladetemperaturabsenkung auf 25°C erhöht jeweils das Niveau des maximalen Druckanstiegs wieder leicht, da der vorgemischte Anteil durch die höhere Gemischbildungsenergie (Raildruckerhöhung) bzw. den verlängerten Zündverzug (Ladetemperaturabsenkung) erhöht wird. Auch hier sinkt jeweils der maximale Druckanstieg ab einem Lambda von ca. 1.4 bzw. 1.6 beim Übergang in den teilhomogenen Betrieb ab (vgl. **Abb. 4.29**).

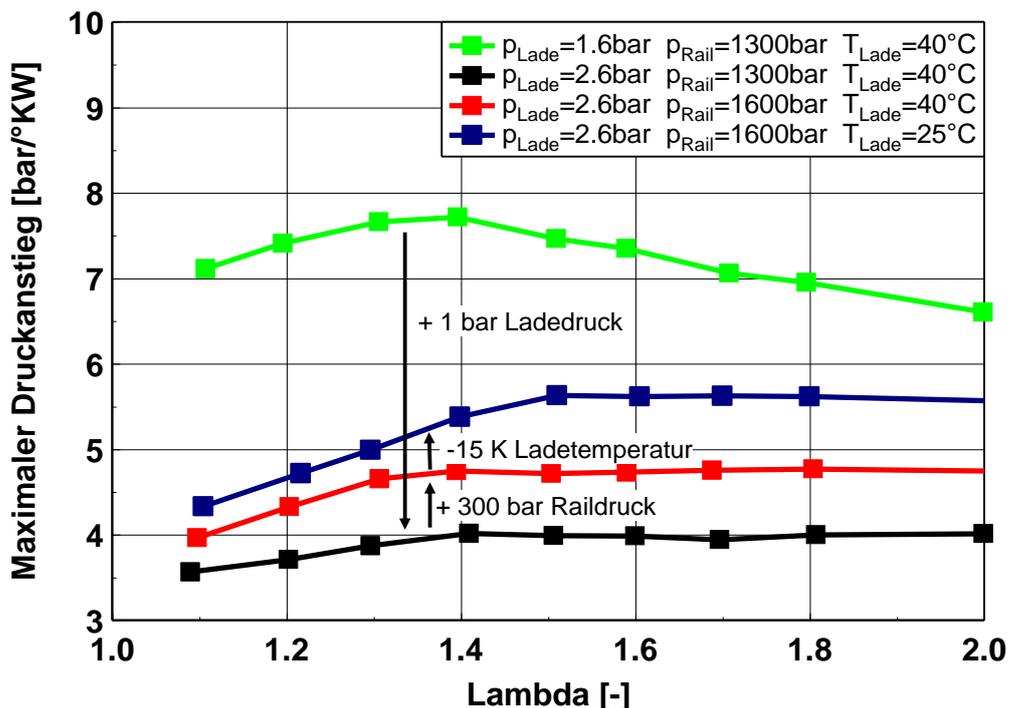


Abb. 4.29: Maximaler Zylinderdruckanstieg in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

Mit Diesel als Kraftstoff ergibt sich annähernd das gleiche Bild (vgl. **Abb. 8.17** im Anhang). Allerdings sind der maximale Druckanstieg für die Basisvermessung und die Unterschiede durch die Ladedruckerhöhung deutlich geringer. Grund dafür ist das unterschiedliche Zündverhalten beider Kraftstoffe (vgl. Kapitel 4.1.8).

Für die Lasterhöhung mit Naphtha als Kraftstoff behalten die bisherigen Aussagen ihre Gültigkeit (vgl. **Abb. 8.18** im Anhang). Auch hier sinkt der Druckanstieg beim Übergang in den teilhomogenen Betrieb leicht ab.

4.2.9 Zusammenfassung

Das Ziel der Untersuchungen war es, die teilhomogene Verbrennung für höhere Lasten zu ermöglichen. Durch eine Erhöhung des Ladedrucks konnte die AGR-Rate deutlich erhöht werden. Zunächst wurde mit Hilfe einer Voruntersuchung eine Ladedruckvariation bei konstantem Lambda durchgeführt. Hier zeigte sich, dass für Diesel und Naphtha als Kraftstoff ab einem gewissen Ladedruck, für 9 bar indizierten Mitteldruck, eine teilhomogene Verbrennung mit niedrigsten Ruß- und NO_x-Emissionen bei geringen maximalen Druckanstiegen möglich ist. Mit Naphtha als Kraftstoff wurde diese Betriebsweise auch für 12 bar indizierten Mitteldruck dargestellt. Innerhalb dieser Betrachtungen konnte gezeigt werden, dass mit Hilfe einer Raildruckerhöhung und einer Ladelufttemperaturabsenkung der Übergang in den teilhomogenen Betrieb zusätzlich erleichtert werden kann. Kritisch, unabhängig vom Kraftstoff, sind die relativ niedrigen Verbrennungstemperaturen aufgrund der hohen AGR-Raten, die insbesondere bei den geringen Luftverhältnissen zu sehr hohen HC- und CO-Emissionen führen und damit auch den Kraftstoffverbrauch erhöhen. Aufgrund dieses Zusammenhangs kann es deshalb sinnvoller sein, statt der teilhomogenen Betriebsweise mit erhöhtem Ladedruck bei einem Lambda von ca. 1.2 ein Lambda um 1.8 mit erhöhtem Ladedruck zu wählen. Der Vorteil ist, dass durch den hohen Luftüberschuss die Ruß-, CO- und HC-Emissionen bei niedrigem Kraftstoffverbrauch und geringem Druckanstieg niedrig sind. Allerdings wird die thermische NO_x-Bildung aufgrund der geringeren Restgasmasse im Vergleich zum Luftverhältnis von 1.2 nicht vollständig verhindert. In der **Abb. 4.30** sind diese Zusammenhänge mit Hilfe einer Bewertungsmatrix zusammengefasst.

		Betriebsweise			
		Basis <i>konventionell</i>	1 <i>konventionell</i>	2 <i>teilhomogen</i>	3 <i>konventionell</i>
		$\lambda = 1.2$ $p_{Lade} = 1.6 \text{ bar}$ $p_{Rail} = 1300 \text{ bar}$	$\lambda = 1.8$ $p_{Lade} = 1.6 \text{ bar}$ $p_{Rail} = 1300 \text{ bar}$	$\lambda = 1.2$ $p_{Lade} = 2.6 \text{ bar}$ $p_{Rail} = 1600 \text{ bar}$	$\lambda = 1.8$ $p_{Lade} = 2.6 \text{ bar}$ $p_{Rail} = 1600 \text{ bar}$
Zielgröße	Partikel	Basis	++	++	++
	NO _x	Basis	--	o	(-)
	Druckanstieg	Basis	--	++	++
	HC u. CO	Basis	+	-	o
	Kraftstoffverbrauch	Basis	+	-	+

+ Verbesserung zur Basis
 o neutral
 - Verschlechterung zur Basis

Abb. 4.30: Bewertungsmatrix für unterschiedliche Betriebsweisen bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, gilt für Diesel und Naphtha

4.3 Stöchiometrischer Betrieb

4.3.1 Betriebspunkte und Methodik

In den vorangegangenen Kapiteln wurde erläutert, dass NO_x-Rohemissionen bis zu Mitteldrücken von ca. 9 bar bei relativ moderaten Rußemissionen innermotorisch durch hohe AGR-Raten fast vollständig vermieden werden können (vgl. **Abb. 4.25** und **Abb. 4.27**). Das gilt sowohl für Diesel als auch für Naphtha, wobei bei Naphtha durch die Kraftstoffeigenschaften das Rußniveau deutlich geringer ist. Oberhalb dieser Mitteldrücke steigt der Ladedruckbedarf immer stärker an, um gleichzeitig niedrigste Ruß- und NO_x-Emissionen mit Hilfe von AGR zu erreichen. In diesem Kapitel wird untersucht, ob mit Hilfe einer stöchiometrischen Verbrennung und einem 3-Wege-Katalysator als Abgasnachbehandlungssystem die NO_x-Emissionen katalytisch konvertiert werden können. Der Fokus wurde dabei auf Lasten zwischen der Saugervolllast¹⁷ und der Volllast gelegt. Dieser Bereich wurde gewählt, weil unterhalb dieser Last mit vertretbarem Aufwand, NO_x innermotorisch durch AGR verhindert und auf eine Drosselung im Ansaugbereich verzichtet werden kann. In Kapitel 4.3.7 wird zusätzlich ein stöchiometrischer Betrieb unterhalb der Saugervolllast vorgestellt, um den Betriebsbereich zu erweitern. Auch hier wird auf eine Drosselung im Ansaugbereich verzichtet, indem der Sauerstoffanteil durch AGR reduziert wird.

Eingestellt wird der stöchiometrische Betrieb, indem der Ladedruck durch den Ladedruckregler konstant gehalten wird und die Kraftstoffmasse mit Hilfe eines Lambda-

¹⁷ Saugervolllast ist die Motorlast, bei der sich ein stöchiometrisches Luftverhältnis einstellt, wobei der Ansaugdruck dem Atmosphärendruck entspricht. Beim verwendeten Motor ergibt sich damit eine Motorlast von etwa 10 bar indiziertem Mitteldruck.

reglers auf $\lambda=1$ geregelt wird. Um eine hohe Genauigkeit sicher zu stellen, wird das gemessene Lambda der Abgasanalyse für den Regler verwendet. Für eine Motorlaständerung wird der Sollwert des Ladedrucks verändert. Der Lambda-regler korrigiert anschließend entsprechend die eingespritzte Kraftstoffmasse, um den Lambda Sollwert wieder zu erreichen.

Um den Drehzahleinfluss auf das stöchiometrische Brennverfahren beurteilen zu können, wurden Messungen für 2000 min^{-1} , 3000 min^{-1} und 4000 min^{-1} durchgeführt. In **Abb. 4.31** sind dazu die gewählten Lastschnitte durch drei vertikale Balken dargestellt.

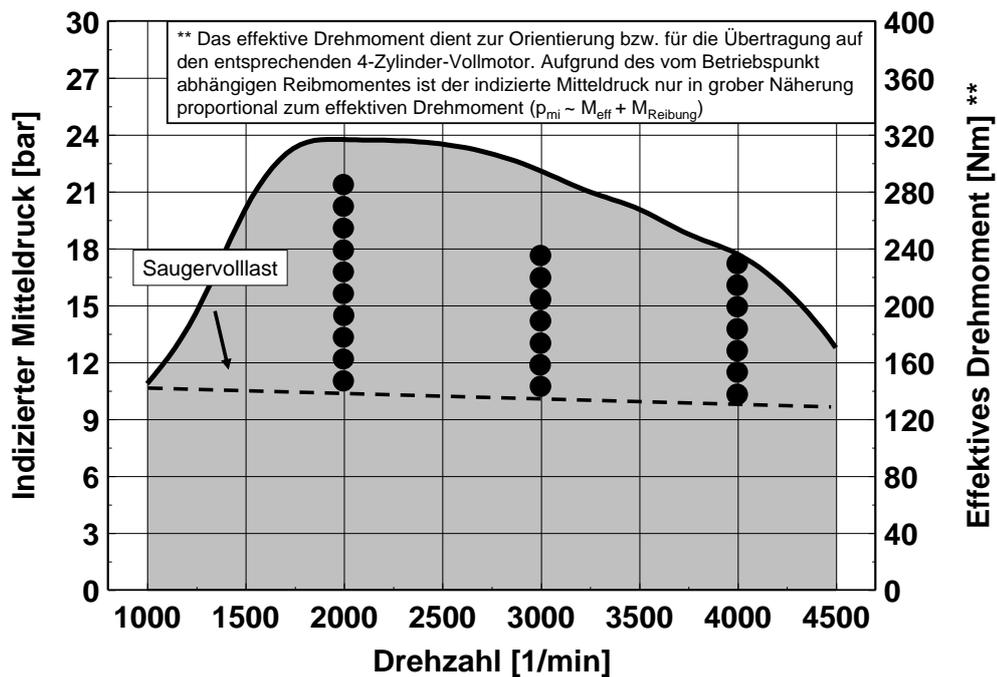


Abb. 4.31: Betrachtete Lastschnitte für die stöchiometrische Betriebsweise mit Saugervolllast (ohne Aufladung) und Volllastkurve (mit Aufladung)

Ergänzend zu **Abb. 4.31** sind in **Tab. 4.5** weitere verwendete Betriebsparameter aufgelistet.

Tab. 4.5: Betriebspunkte für den stöchiometrischen Betrieb

Drehzahl [min ⁻¹]	indizierter Mitteldruck [bar]	Verbrennungsschwerpunktlage [°KW n. OT]	Raildruck [bar]	Abgasdruck [mbar]	Ladedruck [mbar]	Ansaugtemperatur [°C]	Öltemperatur [°C]	Wassertemperatur [°C]	Anzahl der Einspritzungen [-]
2000	variiert	10	1800	1100-2000	1100-2000	40	90	90	1
3000	variiert	10	1800	1100-1700	1100-1700	40	90	90	1
4000	variiert	10	1800	1100-1600	1100-1600	40	90	90	1

Als Vergleichsgrundlage für weitere Betrachtungen erfolgt zunächst die Darstellung und Bewertung der Versuchsergebnisse im Lastschnitt. Ladeluftdruck und Abgasdruck sind in den durchgeführten Versuchsreihen stets gleich groß und die Schwerpunktlage der Energieumsetzung beträgt 10°KW n. OT. Die Betrachtungen erfolgen vorwiegend bei $n=2000 \text{ min}^{-1}$ mit Diesel und Naphtha als Kraftstoff. Ziel ist es, sowohl stöchiometrisches- und konventionelles Brennverfahren, als auch die Kraftstoffe Diesel und Naphtha zu vergleichen. Aufbauend auf dem Lastschnitt folgen dann weitere Parametervariationen zur Charakterisierung des stöchiometrischen Betriebs. Für diese Betrachtungen wurde Naphtha als Kraftstoff verwendet.

4.3.2 Lastschnitt

Konventionelle Dieselmotoren sind durch eine überstöchiometrische Verbrennung gekennzeichnet (vgl. Kapitel 2.1), d. h. das globale Luftverhältnis λ ist stets größer als eins. Um nun von dieser Betriebsweise in eine stöchiometrische Betriebsweise über zu gehen, muss bei einer konstanten Kraftstoffmasse die Luftmasse reduziert werden, bis das Luftverhältnis eins entspricht. In der folgenden **Abb. 4.32** wird dieser Zusammenhang verdeutlicht. Dargestellt ist hier der Ladedruck in Abhängigkeit vom indiziertem Mitteldruck für die konventionelle Betriebsweise ($\lambda=1.4$ mit AGR) und der Verlauf für die stöchiometrische Betriebsweise ($\lambda=1$ ohne AGR). Auf externe Abgasrückführung wurde bewusst verzichtet, da sie zur innermotorischen NO_x -Reduzierung im stöchiometrischen Betrieb nicht benötigt wird. Die Betriebsparameter für den konventionellen Betrieb sind, bis auf die AGR-Rate und den Ladedruck, identisch mit den Parametern der stöchiometrischen Betriebsparameter (vgl. **Tab. 4.5**). Diese sind angelehnt an die Serienapplikation, wobei auch hier der Abgasdruck und Ladedruck gleich eingestellt wurde.

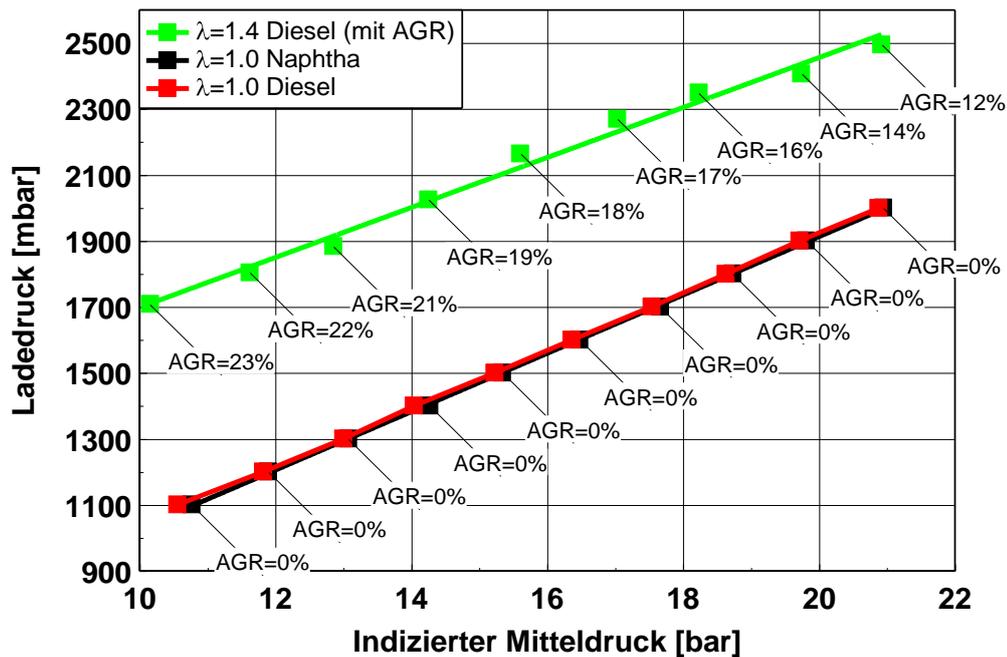


Abb. 4.32: Ladedruck und AGR-Rate in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

Es ist erkennbar, dass die AGR-Rate mit steigender Last abfällt. Grund dafür ist der nur begrenzt zur Verfügung stehende Ladedruck eines Vollmotors mit Abgasturbolader. Dennoch wird bei einem maximalen indizierten Mitteldruck bei dem vergleichbaren Vollmotor eine AGR-Rate von ca. 12% erreicht. Im stöchiometrischen Betrieb verläuft der Ladedruck auf einem niedrigeren Niveau, da der Luftbedarf geringer ist. Um dem Luftüberschuss von $\lambda=1.4$ auf $\lambda=1$ abzusinken, wird der Ladedruck abgesenkt, so dass sich infolge dessen die Luftmasse reduziert (vgl. die folgende **Abb. 4.33**). Der geringere Luftdurchsatz führt zwangsläufig zu geringeren Verdichtungsendrücken und bei annähernd gleicher Energieumsetzung zu deutlich geringeren Zylinderspitzenrücken.

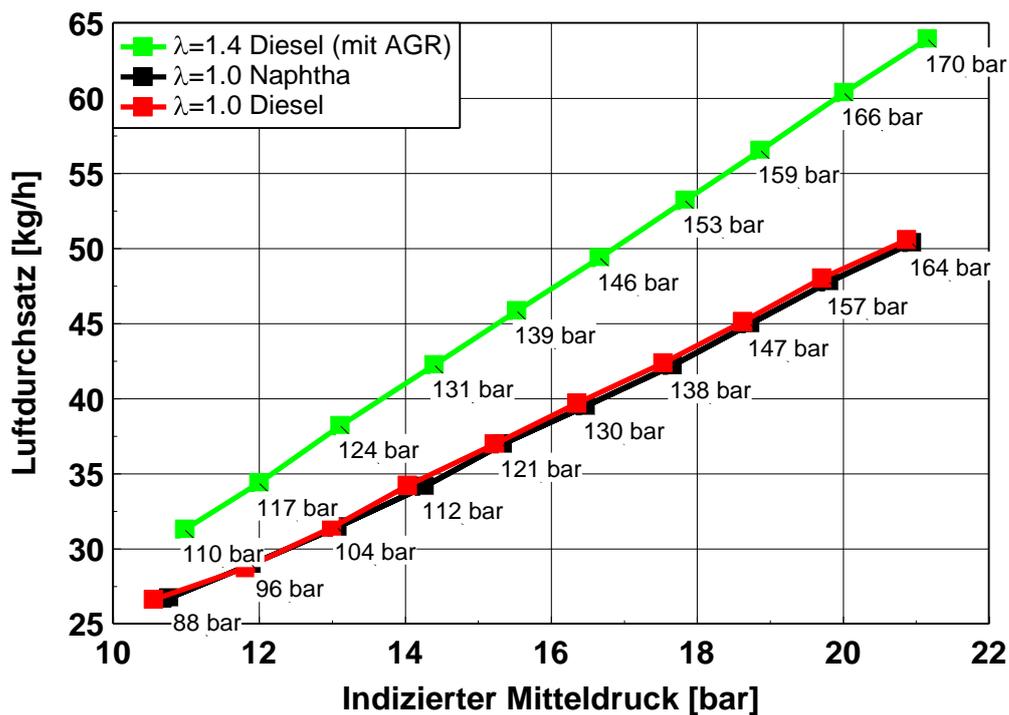


Abb. 4.33: Luftdurchsatz und Zylinderspitzenruck in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

Damit wird deutlich, dass sich die Ladedruckanforderung für den Abgasturbolader und die Triebwerksbelastungen eines Vollmotors durch die stöchiometrische Betriebsweise verändern würden: Durch den verringerten Ladedruckbedarf muß der Abgasturbolader weniger Luftmasse bei gleicher Leistung verdichten. Weiterhin führt der geringere Spitzenruck zu einer Triebwerksentlastung.

Rußemission

Die Rußemission für die überstöchiometrische Betriebsweise im Vergleich zur stöchiometrischen Betriebsweise für Naphtha und Diesel ist in der **Abb. 4.34** dargestellt. Grundsätzlich fällt auf, dass unabhängig von der Betriebsart und vom Kraftstoff, die leistungsbezogene Rußmasse mit steigender Last abfällt. Grund dafür ist die Erhöhung des Luftdurchsatzes, die zu einer Erhöhung der Luftbewegung bzw. Gemischbildungsenergie führt. Die erhöhte Ladungsbewegung wirkt sich damit positiv auf die Rußemissionen aus.

Das Rußniveau bei $\lambda=1.4$ ist deutlich geringer als bei der Betriebsweise bei $\lambda=1$. Grund dafür ist, dass die Oxidationsbedingungen für den Rußabbrand durch den Luftüberschuss besser sind. Bei der stöchiometrischen Betriebsweise gibt es keinen globalen Luftüberschuss. Lokal fette Gemischzonen sind hier zwangsläufig deutlich ausgeprägter. Das Resultat sind deutlich erhöhte Rußemissionen, wobei Naphtha im Vergleich zu Diesel weniger Ruß verursacht. Der Vorteil für Naphtha bezogen auf die Rußemissionen bleibt damit weitestgehend auch im stöchiometrischen Betrieb erhalten.

ten. Allerdings verringert sich der Vorteil mit steigender Last. Dieser Zusammenhang zeigte sich bereits im überstöchiometrischen Betrieb Kapitel 4.1.6 und bleibt damit auch für die stöchiometrische Verbrennung erhalten.

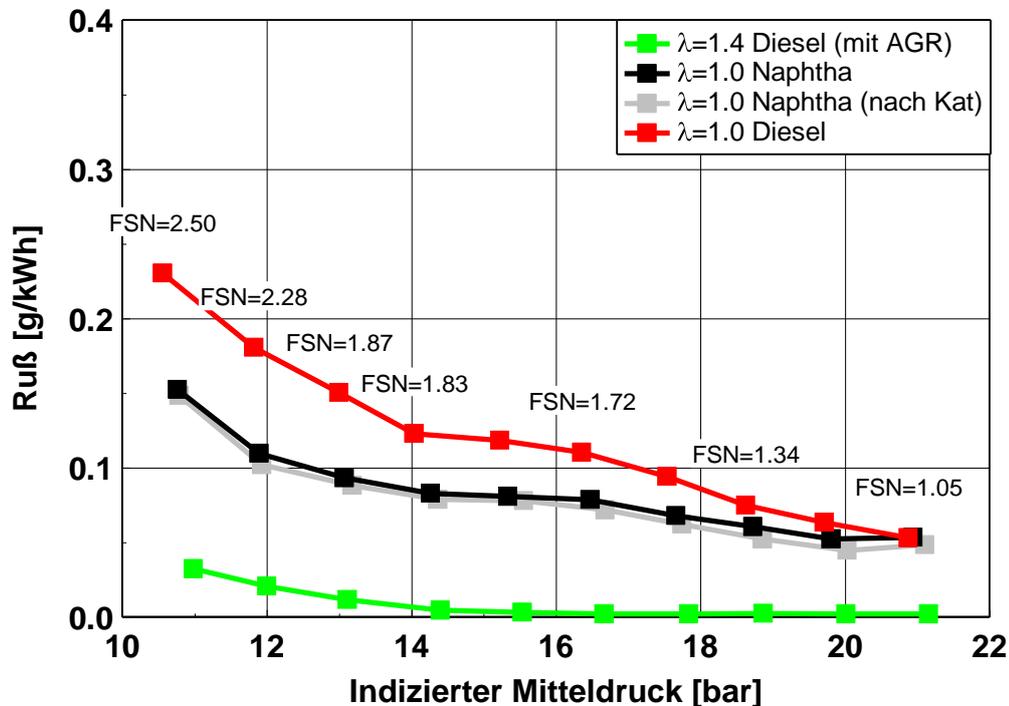


Abb. 4.34: Spezifische Rußemission in Abhängigkeit vom indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

Zusätzlich ist in der **Abb. 4.34** für Naphtha die Rußemission nach dem 3-Wege-Katalysator dargestellt. Es ist erkennbar, dass sich die Rußemission durch den Katalysator (nach Kat) kaum verändert. Tendenziell liegt die Rußmasse hinter dem Katalysator leicht unter der Messung vor dem Katalysator. Das könnte dafür sprechen, dass durch katalytische Reaktionen Rußpartikel oxidiert werden und damit die Rußzahl bzw. die Partikelmasse sinkt. Dieser Zusammenhang ist grundsätzlich bei Oxidationskatalysatoren für Dieselmotoren bekannt (vgl. Kapitel 2.3.2). Die Katalysatoren können bis zu 40% der HC-Kondensate oxidieren. Diese relativ hohe Konvertierungsrate wird im stöchiometrischen Betrieb mit Hilfe des Katalysators nicht erreicht. Grund dafür könnte das geringe Sauerstoffangebot im Abgas sein. Dieser Zusammenhang ist zur besseren Übersicht nur für Naphtha dargestellt. Hier nicht dargestellte Messungen mit Diesel als Kraftstoff zeigten das gleiche Verhalten.

Stickoxidemission

In **Abb. 4.35** sind die NO_x -Emissionen in Abhängigkeit des indizierten Mitteldrucks dargestellt. Hier wird nochmals die größte Herausforderung der dieselmotorischen Verbrennung deutlich. Bis ca. 10 bar indiziertem Mitteldruck sind die NO_x -Emissionen mit Hilfe von AGR (rund 23%) bei einem Lambda von 1.4 relativ gering

(rund 1 g/kWh). Mit steigender Last fällt nun zwangsläufig die AGR-Rate ab (vgl. **Abb. 4.32**). Die fallende AGR-Rate und die steigende Last führen zusammen zu stark steigenden leistungsbezogenen NO_x -Emissionen.

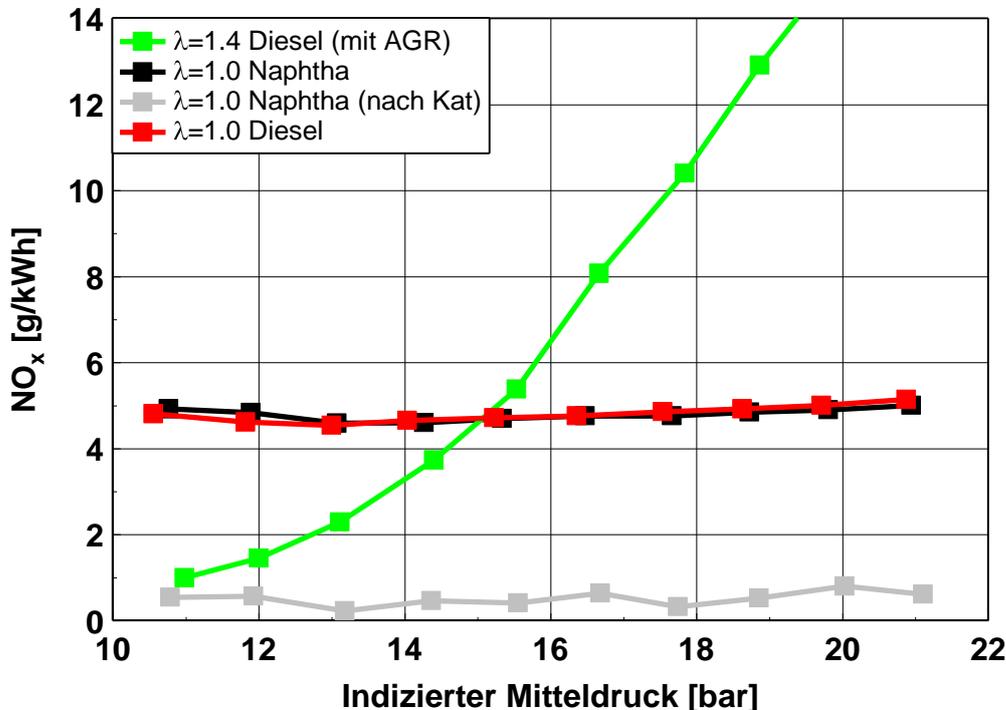


Abb. 4.35: NO_x in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

Für die stöchiometrische Betriebsweise für Diesel und Naphtha bleibt die leistungsbezogene NO_x -Emission mit steigender Last konstant bei ca. 5 g/kWh. Grund dafür ist, dass kein Abgas zurückgeführt wurde und damit nur die steigende Last die NO_x -Emissionen beeinflusst. Der andere wesentliche Unterschied zur konventionellen Betriebsweise mit Luftüberschuss ist der deutlich geringere Sauerstoffanteil im Brennraum. Das führt im Vergleich zur konventionellen Verbrennung zu einer Reduzierung der Reaktionsgeschwindigkeit, da die Kraftstoffmoleküle weniger schnell zum Reaktionspartner Sauerstoff gelangen. Dies führt zu geringeren Spitzentemperaturen und damit geringeren NO_x -Emissionen (vgl. Kapitel 2.3.1). Beide Unterschiede führen dazu, dass unterhalb von ca. 15 bar indiziertem Mitteldruck bei der stöchiometrischen Verbrennung mehr NO_x entsteht als bei der konventionellen Verbrennung mit AGR. Oberhalb dieser Last liegt die NO_x -Emission der stöchiometrischen Verbrennung unterhalb der konventionellen. Ab hier überwiegt der relative Luftmangel der stöchiometrischen Verbrennung auf die NO_x -Emission.

Die Messung hinter dem Katalysator beim Einsatz von Naphtha als Kraftstoff zeigt, dass vergleichbar mit Ottomotoren die NO_x -Emissionen mit einer hohen Konvertierungsrate reduziert werden können (gilt gleichermaßen auch für Diesel; ist hier jedoch, zugunsten einer besseren Übersicht, nicht dargestellt). Eine prozentuale Be-

trachtung der Konvertierungsraten in Abhängigkeit vom Luftverhältnis für Naphtha und Diesel folgt in Kapitel 4.3.3.

Kohlenmonoxidemission

In der folgenden **Abb. 4.36** sind die CO-Emissionen in Abhängigkeit des indizierten Mitteldrucks dargestellt. Für den konventionellen Betrieb $\lambda=1.4$ mit AGR sind CO-Emissionen, typisch für den Dieselmotor bei dem gezeigten Lastschnitt, auf einem niedrigem Niveau (hier um 0.4 g/kWh bzw. um 400 ppm für die dargestellten Betriebspunkte). Für den stöchiometrischen Betrieb, sowohl für Diesel als auch für Naphtha, ist das Emissionsniveau deutlich höher. Es liegt bei 11 bar Mitteldruck bei ca. 23 g/kWh und sinkt mit steigender Last bei 21 bar Mitteldruck auf ca. 12 g/kWh ab.

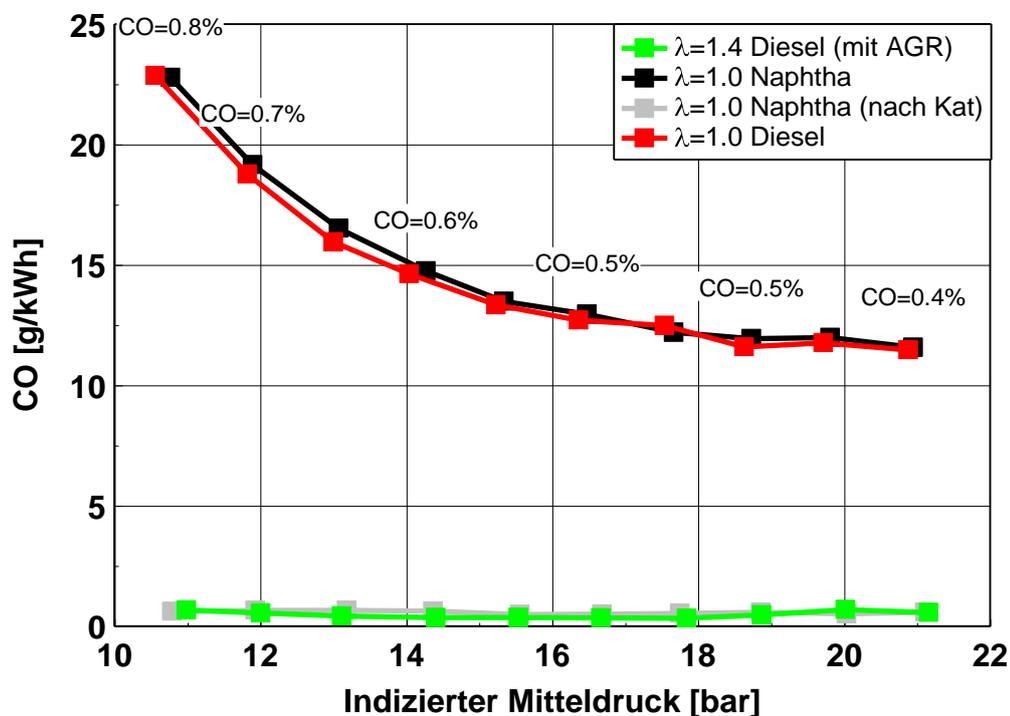


Abb. 4.36: Spezifische CO-Emission in Abhängigkeit vom indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

Diese sehr hohen CO-Emissionen sind Resultat einer unvollständigen Verbrennung und wirken sich damit negativ auf den Kraftstoffverbrauch aus. Am Ende des Kapitels und insbesondere durch die **Abb. 4.40** wird dieser Energieverlust näher beschrieben und quantifiziert. Die Messung hinter dem Katalysator zeigt, dass die CO-Emissionen mit Hilfe des Katalysators annähernd vollständig oxidiert werden. Dieser Zusammenhang ist in **Abb. 4.36** für Naphtha dargestellt. Die Konvertierungsraten für CO sind wie für NO_x sehr hoch. Das prozentuale Konvertierungsverhalten für CO wird jeweils für Diesel und Naphtha als Kraftstoff im folgenden Kapitel 4.3.3 näher betrachtet.

Kohlenwasserstoffemission

In **Abb. 4.37** folgt die Auswertung der HC-Emissionen. Für den konventionellen Betrieb mit AGR werden relativ niedrige HC-Emissionen gemessen (bei ca. 0.16-0,1 g/kWh bzw. um ca. 31-19 ppm). Dies ist auf die guten Oxidationsbedingungen im Brennraum durch die relativ hohen Temperaturen der dargestellten Betriebspunkte zurückzuführen (vgl. auch Kapitel 2.2. und **Abb. 8.20** im Anhang). Dabei ist erkennbar, dass mit steigender Last die HC-Emissionen aufgrund steigender Temperaturen tendenziell weiter abfallen.

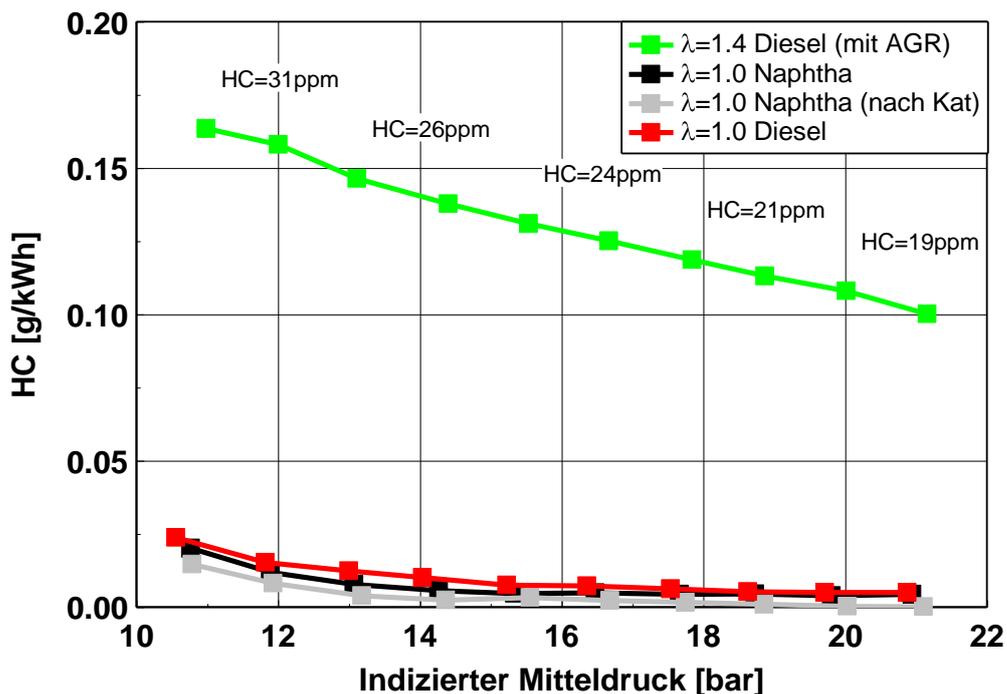


Abb. 4.37: Spezifische HC-Emission in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

Bei der stöchiometrischen Verbrennung sind die HC-Emissionen nochmals deutlich geringer. Sowohl für Naphtha als auch für Diesel liegen die HC-Rohemissionen unterhalb von 0.03 g/kWh bzw. 5 ppm . Grund dafür ist die erhöhte Brennraumtemperatur im Vergleich zum überstöchiometrischen Betrieb. **Abb. 8.19** im Anhang verdeutlicht dies anhand der mittleren Gastemperatur im Brennraum für die Last 15.5 bar indizierten Mitteldruck. Das Temperaturmaximum der mittleren Gastemperatur liegt bei konventioneller Verbrennung bei 2040 K . Bei der stöchiometrischen Verbrennung für den gleichen Lastpunkt, liegt das Temperaturmaximum der mittleren Gastemperatur bei 2380 K . Die Oxidationsbedingungen sind damit im stöchiometrischen Betrieb besser als bei der überstöchiometrischen Verbrennung. Das Resultat sind sehr niedrige HC-Emissionen bei der stöchiometrischen Verbrennung. Dieses Verhalten gilt für alle betrachteten Betriebspunkte oberhalb der Saugervolllast, unabhängig von der Drehzahl.

Tendenziell werden die HC-Emissionen im Abgas durch den Katalysator noch weiter abgesenkt (in **Abb. 4.37** für Naphtha dargestellt). Da das HC-Rohemissionsniveau jedoch sehr niedrig ist, spielen die Unterschiede vor bzw. hinter dem Katalysator eine untergeordnete Rolle.

Maximaler Zylinderdruckanstieg

Der maximale Zylinderdruckanstieg, dargestellt in **Abb. 4.38**, ist für alle betrachteten Betriebsweisen relativ hoch. Hauptgrund dafür ist die Betriebsweise ohne Voreinspritzung (Diese wurde gewählt, um eine eindeutigere Differenzierung der einzelnen Effekte zu ermöglichen. Eine Untersuchung zum Einfluss einer Voreinspritzung im stöchiometrischen Betrieb folgt im Kapitel 4.3.6). Der Druckanstieg der konventionellen Verbrennung ist im Vergleich zur stöchiometrischen Verbrennung (jeweils mit Diesel) geringer und sinkt mit fallender Last ab. Grund für den niedrigeren Druckanstieg bei niedriger Last ist die AGR-Rate, die mit fallender Last ansteigt und damit die Brenngeschwindigkeit reduziert (vgl. Kapitel 4.1.8).

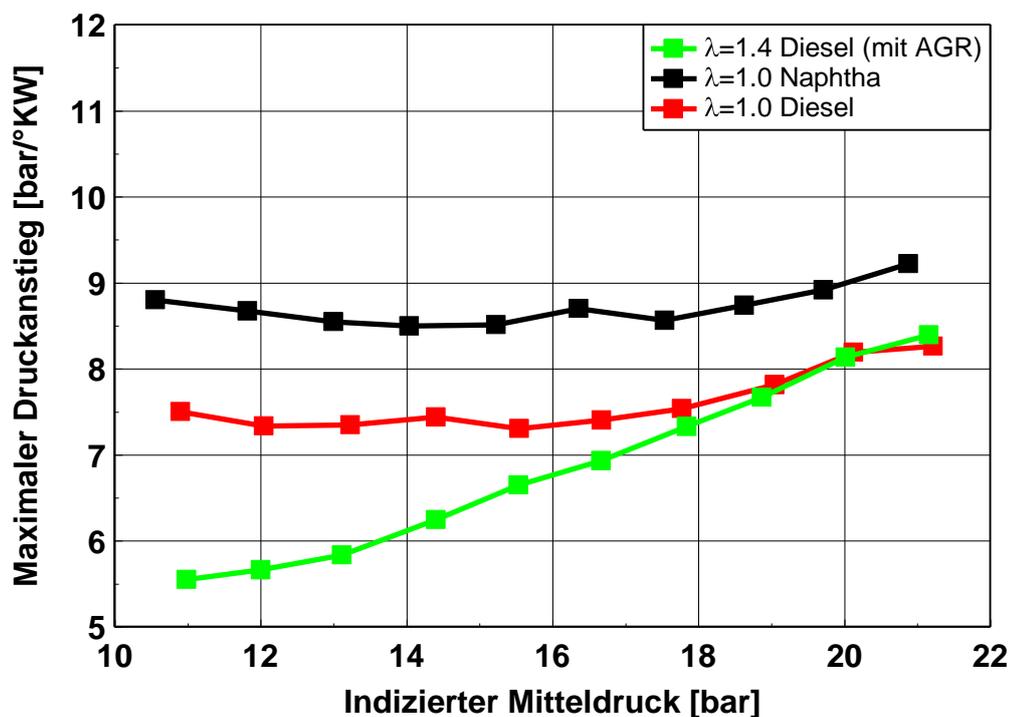


Abb. 4.38: Maximaler Zylinderdruckanstieg in Abhängigkeit vom indiziertem Mittel­druck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

Beim Vergleich der stöchiometrischen Betriebsweise mit Diesel und Naphtha als Kraftstoff ändert sich das Niveau des maximalen Druckanstiegs in Abhängigkeit des indizierten Mittel­drucks kaum. Auffällig ist jedoch, dass der Druckanstieg für Naphtha höher ist als für Diesel. Dieser Unterschied wurde bereits in Kapitel 4.1.8 im Rahmen der Kraftstoffvariation festgestellt und bleibt auch für den stöchiometrischen Betrieb gültig.

Kraftstoffverbrauch

Der in **Abb. 4.39** dargestellte Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit des indizierten Mitteldrucks zeigt das Kernproblem der stöchiometrischen Verbrennung. Der Vergleich zwischen der konventionellen Betriebsweise und der stöchiometrischen Betriebsweise für Diesel zeigt, dass der Kraftstoffverbrauch im stöchiometrischen Betrieb um ca. 10% ansteigt. Der Kraftstoffverbrauch für Naphtha im stöchiometrischen Betrieb ist wiederum ca. 5% niedriger als für Diesel im stöchiometrischen Betrieb. Dieser Unterschied wurde bereits im Kapitel 4.1.4 erläutert und bleibt damit auch für das stöchiometrische Brennverfahren erhalten.

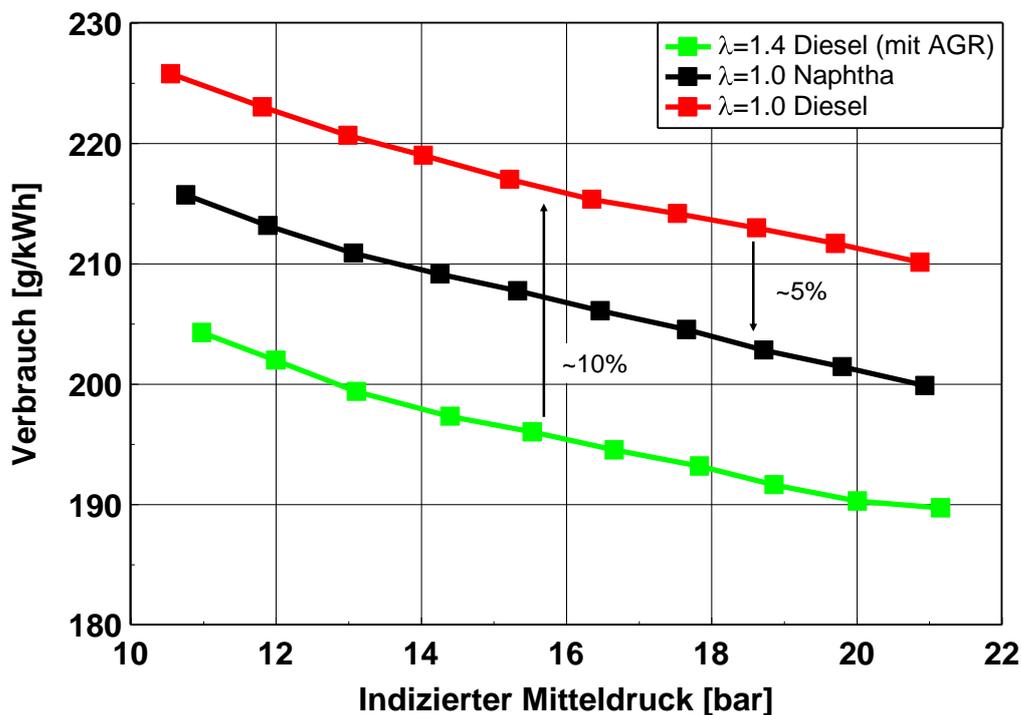


Abb. 4.39: Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

Um nun zu klären, welche innermotorischen Verluste zu dieser Kraftstoffverbrauchsverschlechterung führen, folgt eine Betrachtung der thermodynamischen Verluste mit Hilfe der Software Enginos Tiger [12]. Diese Verlustteilung ermöglicht, ausgehend vom idealen Gleichraumprozess, durch Druckverlaufsanalysen und Modellrechnungen eine Differenzierung der Verlustanteile. Beispielhaft wurde der Betriebspunkt mit 15.5 bar indiziertem Mitteldruck bei 2000 min^{-1} für die konventionelle- und die stöchiometrische Betriebsweise, jeweils für Naphtha und Diesel als Betriebskraftstoff, ausgewertet. Dabei zeigte sich, dass der Kraftstoffverbrauchsunterschied zwischen den Brennverfahren bei gleichem Kraftstoff für den betrachteten Betriebspunkt bei ca. 20 g/kWh liegt (gilt relativ jeweils für Diesel und Naphtha). Dieser Unterschied im Kraftstoffverbrauch wird nun in der **Abb. 4.40**, beginnend bei den Verlustunterschie-

den durch die reale Ladung, bis hin zum Unterschied des indizierten Kraftstoffverbrauchs (Summe) dargestellt.

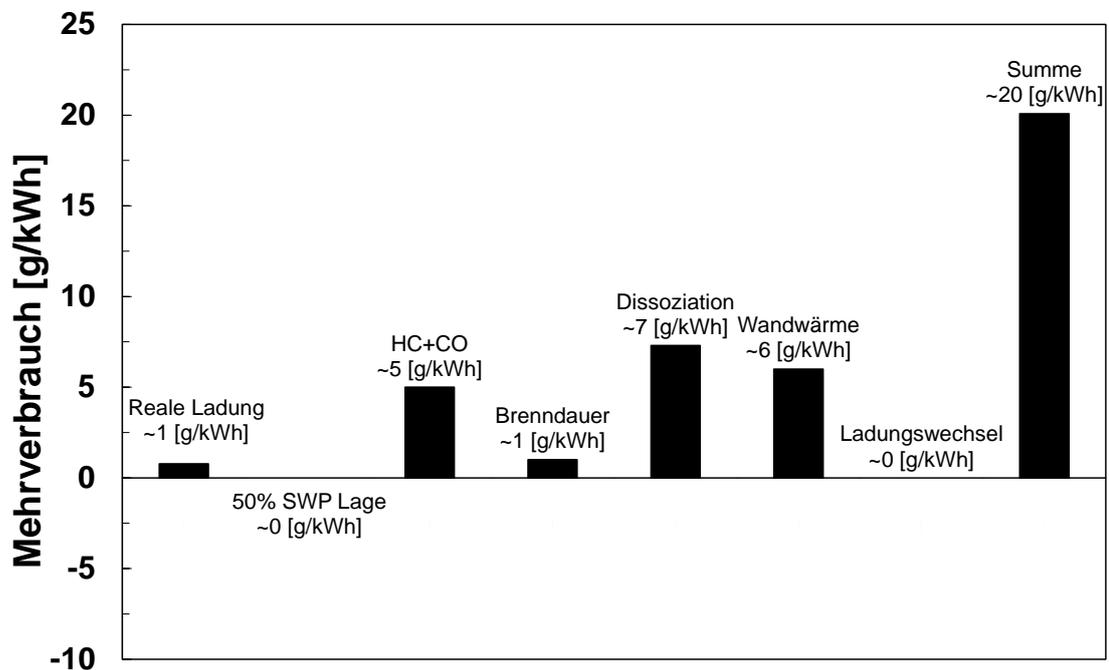


Abb. 4.40: Aufteilung des Mehrverbrauchs der stöchiometrischen Betriebsweise in verschiedene thermodynamische Verlustanteile im Vergleich zur konventionellen Betriebsweise mit $\lambda=1.4$, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Vergleich gilt jeweils für Diesel und Naphtha als Kraftstoff

Der Mehrverbrauch durch die reale Ladung bei der stöchiometrischen Verbrennung ist mit ca. 1 g/kWh relativ gering. Ursache ist, dass die stöchiometrische Verbrennung einen niedrigeren Isentropenexponenten bewirkt als die konventionelle Verbrennung. Unterschiedliche Verluste durch die reale Verbrennungsschwerpunktlage (50% SWP Lage bzw. AI50) gibt es für die beiden Brennverfahren nicht, weil der Verbrennungsschwerpunkt jeweils auf 10°KW n. OT eingestellt wurde. Der erste größere Unterschied ergibt sich durch die hohen CO-Emissionen der unvollständigen stöchiometrischen Verbrennung. Die gebundene Energie des CO wird für den Motor ungenutzt durch das Abgas ausgestoßen. Da bezogen auf die Masse die HC-Emissionen im Vergleich zu den CO-Emissionen (vgl. **Abb. 4.36** und **Abb. 4.37**) äußerst gering sind, kann der energetische Anteil für die Verluste vernachlässigt werden. Auch bei der realen Verbrennung entsteht ein geringer Nachteil für die stöchiometrische Verbrennung, da die stöchiometrische Verbrennung aufgrund des Luftmangels eine leicht verlängerte Brenndauer hat (vgl. **Abb. 8.21** im Anhang). Die energetischen Verluste durch die reale Kalorik sind bei der stöchiometrischen Verbrennung deutlich höher als bei der konventionellen Verbrennung (rund 7 g/kWh). Die deutlich höheren Prozesstemperaturen bei der stöchiometrischen Verbrennung (vgl. **Abb. 8.19** im Anhang) führen zu höheren Dissoziationsverlusten während der Verbrennung. Auch bei den Wandwärmeverlusten ist die höhere Prozesstemperatur der stöchiometrischen Verbrennung nachteilig. Dieser Temperaturunterschied wird sowohl durch die mittlere Gastempera-

tur in **Abb. 8.19** im Anhang als auch durch die Abgastemperatur in **Abb. 8.20** im Anhang deutlich. Die mittlere Gastemperatur liegt bei der stöchiometrischen Verbrennung für den betrachteten Lastpunkt im Maximum um ca. 400 K höher als für die konventionelle Verbrennung. Der Temperaturunterschied im Lastschnitt in **Abb. 8.20** im Anhang zeigt, dass bei 15.5 bar indiziertem Mitteldruck im Vergleich zu konventionellen Betriebsweise auch die Abgastemperatur im stöchiometrischen Betrieb höher liegt (rund 160°C, für Diesel dargestellt). Insgesamt führen diese Temperaturunterschiede zu höheren Wandwärmeverlusten im Vergleich zur konventionellen Verbrennung in Höhe von ca. 6 g/kWh. Unterschiede beider Brennverfahren im Bezug auf die Ladungswechselverluste gibt es nicht, da für beide Verfahren der Abgasdruck dem Ladedruck gleichgestellt wurde (vgl. Kapitel 4.3.1).

Zusammengefasst ergibt sich somit ein Kraftstoffverbrauchsunterschied von ca. 20 g/kWh zwischen den beiden Betriebsweisen und den verwendeten Betriebsparametern (siehe Kapitel 4.3.1). Denkbar ist, dass dieser Mehrverbrauch durch eine Brennverfahrensoptimierung und durch den Wechsel zum Vollmotor verringert oder sogar aufgehoben werden kann. Aufgrund der Gleichstellung des Abgasdrucks und des Ladedrucks sind bei der Verlusteileung keine messbaren Unterschiede bei den betrachteten Brennverfahren aufgetreten. Bei der Übertragung des stöchiometrischen Brennverfahrens auf einen Vollmotor könnten sich jedoch durchaus Vorteile ergeben. Der Ladedruckbedarf im stöchiometrischen Betrieb ist deutlich geringer als im konventionellen Betrieb (vgl. **Abb. 4.32**). Die Folge für den Vollmotor wäre, dass deutlich weniger Arbeit für die Aufladung benötigt würde. Bei Verwendung eines Abgasturboladers mit variabler Turbinengeometrie würde beispielsweise der geringere Ladedruck direkt zu geringeren Abgasgegendrücken im Vergleich zur konventionellen Betriebsweise führen und damit den Kraftstoffverbrauch senken. Voraussetzung dafür ist allerdings, dass der Abgasdruck stärker fällt als der Ladedruck. Konventionelle Dieselmotoren sind häufig gekennzeichnet durch späte Verbrennungsschwerpunktlagen, um innermotorisch die NO_x -Emissionen zu senken (vgl. Kapitel 2.3.3 und [45]). Bei dem vorgestellten stöchiometrischen Brennverfahren können durchaus hohe NO_x -Emissionen als Rohemission akzeptiert werden, da sie mit Hilfe des 3-Wege-Katalysator effektiv reduziert werden. Damit ist es möglich, den Verbrennungsschwerpunkt verbrauchsoptimal zu legen. Das daraus resultierende Potential wird im Kapitel 4.3.5 näher betrachtet. Weiterhin ist es denkbar, die CO-Emissionen durch eine verbesserte Gemischbildung (bzw. einer Verbesserung der Luftefassung des Kraftstoffs) zu verringern. Dadurch allein könnte der Kraftstoffverbrauch um bis zu 5 g/kWh reduziert werden. Auch der geringe Kraftstoffverbrauchsachteil durch den Verlust aus der realen Verbrennung könnte durch eine verbesserte Luftefassung des Kraftstoffs zu kürzeren Brenndauern und damit besseren Kraftstoffverbräuchen führen. Die Nachteile durch die reale Kalorik und durch die Wandwärmeverluste können verfahrensbedingt durch die höhere Prozesstemperatur einer stöchiometrischen Verbrennung nur indirekt verbessert werden. Dennoch sind auch hier durch eine verbesserte Luftefassung des Kraftstoffs mit geringeren Brennraumtemperaturen und schnellerem Ausbrand geringere Verluste denkbar.

4.3.3 Kraftstoffluftverhältnis

Im Folgenden soll nun das Verhalten der Rußemission und des 3-Wege-Katalysators in Abhängigkeit des Kraftstoffluftverhältnisses (Lambdaschnitt) betrachtet werden. Diese Variation ist gekennzeichnet durch eine konstante Luftmasse mit Veränderung der Kraftstoffmasse, um das Luftverhältnis von $\lambda=1.03$ bis $\lambda=0.98$ zu variieren. Wobei der $\lambda=1$ Betriebspunkt identisch ist zu dem Lastpunkt 15.5 bar aus dem vorangegangenen Kapitel 4.3.2. Für $\lambda>1$ und für $\lambda<1$ bleibt in dem betrachteten Bereich der indizierte Mitteldruck annähernd konstant ($\pm 1\%$), da durch die konstante Luftmasse auch der umsetzbare Kraftstoff annähernd konstant bleibt.

In **Abb. 4.41** sind die Rußzahl und die Konvertierungsraten für CO und NO_x für Naphtha als Kraftstoff dargestellt. Auf die Betrachtung der Konvertierungsrate der HC-Emissionen wurde verzichtet, da bereits das Rohemissionsniveau sehr niedrig ist (gilt für Diesel und Naphtha als Kraftstoff). Hinter dem Katalysator gemessen befindet sich das Niveau der HC-Emissionen im Bereich der Nachweisgrenze der Abgasanalyse (vgl. **Abb. 4.37**).

Im Bereich von $\lambda \geq 1$ verläuft die Konvertierungsrate für CO gegen 100%. In diesem Bereich ist ausreichend Sauerstoff vorhanden und die CO-Moleküle werden nach Gl. 2.17 oxidiert (vgl. Kapitel 2.3.2). Im Luftmangelbereich ($\lambda < 1$) fehlt der Sauerstoff für die Oxidation und die Konvertierungsrate fällt mit sinkendem Lambda gegen 0 ab. Entgegengesetzt verhält sich das Konvertierungsverhalten für NO_x. Im Luftüberschussbereich wird kaum NO_x konvertiert. Mit sinkendem Lambda erhöht sich die Konvertierungsrate und ist für Luftverhältnisse ab $\lambda \leq 1$ annähernd bei 100%. Dies geschieht durch Reduktion von NO_x mit Hilfe von CO nach Gl. 2.19 (vgl. Kapitel 2.3.2).

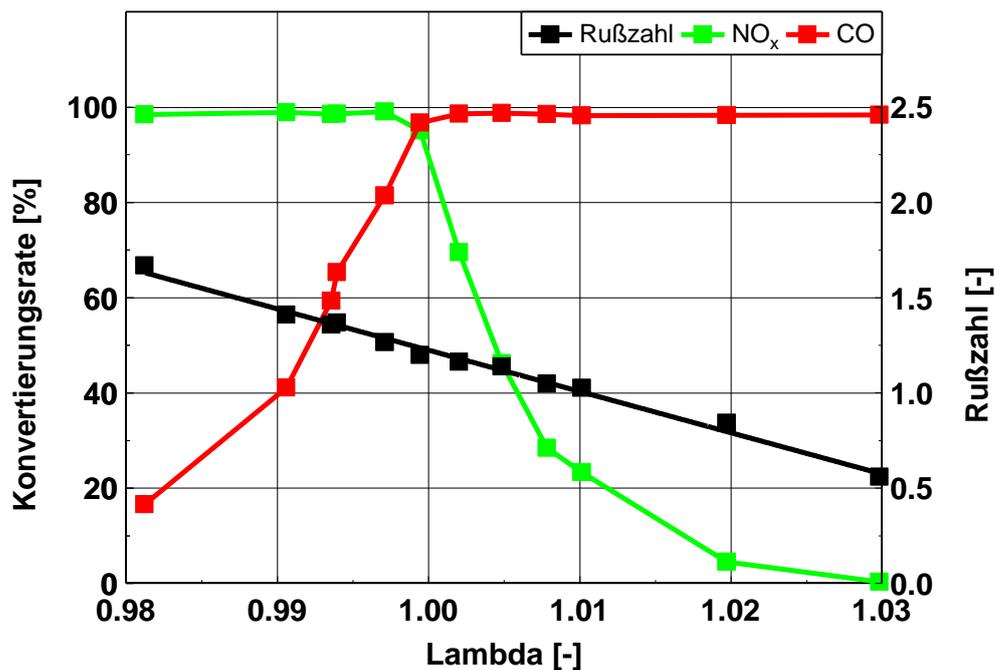


Abb. 4.41: Konvertierungsrate (CO, NO_x) und Rußzahl in Abhängigkeit vom Lambda, 2000 min⁻¹ 10°KW n. OT Schwerpunktlage, 15.5 bar indizierter Mittel- druck, Kraftstoff: Naphtha

Weiterhin verdeutlicht die **Abb. 4.41** die Empfindlichkeit der Rußemission auf das Luftverhältnis. Im Bereich von $\lambda=1.03$ und $\lambda=0.98$ steigt die Rußzahl mit sinkendem Lambda linear an.

Bezogen auf die Konvertierungsraten ergibt sich mit Diesel als Kraftstoff mit sonst gleichen Versuchsbedingungen annähernd das gleiche Bild (**Abb. 4.42**).

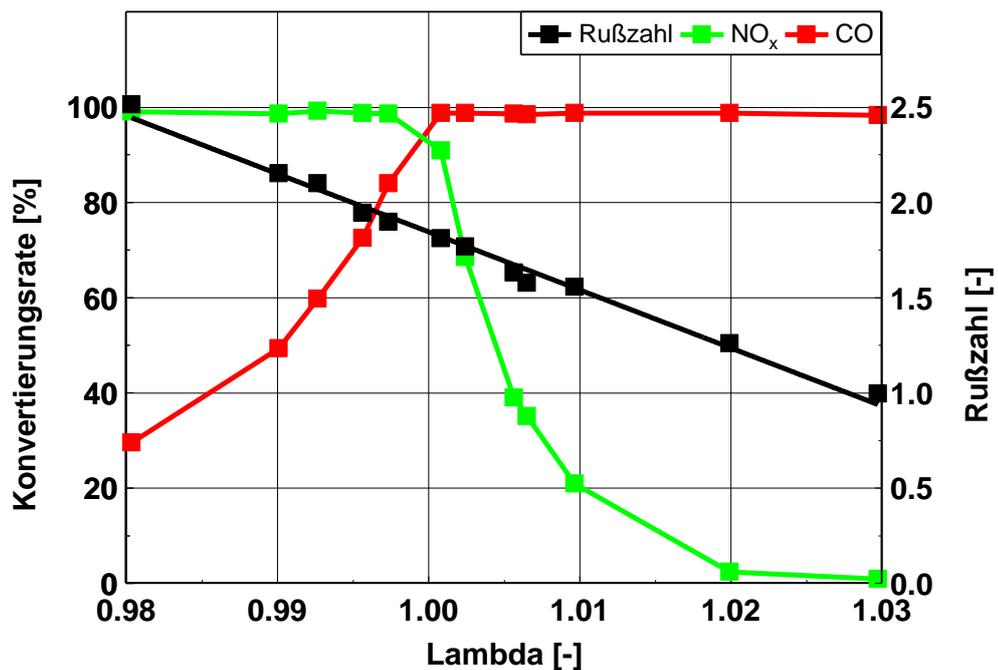


Abb. 4.42: Konvertierungsrate (CO, NO_x) und Rußzahl in Abhängigkeit vom Lambda, 2000 min⁻¹, 10°KW n. OT Schwerpunktlage, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Kraftstoff: Diesel

Auch hier ergibt sich für die stöchiometrische Verbrennung annähernd eine vollständige Umsetzung für CO und NO_x. Das Verhalten der Rußemission in Abhängigkeit des Luftverhältnisses ist ähnlich zu dem Verhalten mit Naphtha als Kraftstoff. Allerdings ist das Niveau aufgrund der Kraftstoffeigenschaften deutlich höher.

Mit der **Abb. 4.41** und **Abb. 4.42** wird deutlich, dass die Schadstoffe (NO_x, CO und HC¹⁸) im Abgas einer stöchiometrischen, kompressionsgezündeten Verbrennung mit Hilfe eines 3-Wege-Katalysators, wie es vom stöchiometrisch betriebenen Ottomotor bekannt ist, in hohem Maße konvertiert werden können.

4.3.4 Drehzahl

Zur Bewertung des Drehzahleinflusses auf das stöchiometrische Brennverfahren wurden die Drehzahlen 2000, 3000 und 4000 min⁻¹ untersucht. Drehzahlerhöhungen sind bei kompressionsgezündeten Brennverfahren besonders kritisch, da sie insbesondere die Gemischbildungszeit verkürzen und damit den nicht vorgemischten Kraftstoffanteil vergrößern. Dies führt zu einer inhomogeneren Gemischbildung und höheren Rußemissionen (vgl. Kapitel 2). Dieser Zusammenhang ist in der **Abb. 4.43** für Naphtha als Kraftstoff erkennbar.

¹⁸ die HC Konvertierung ist in **Abb. 4.37** erkennbar

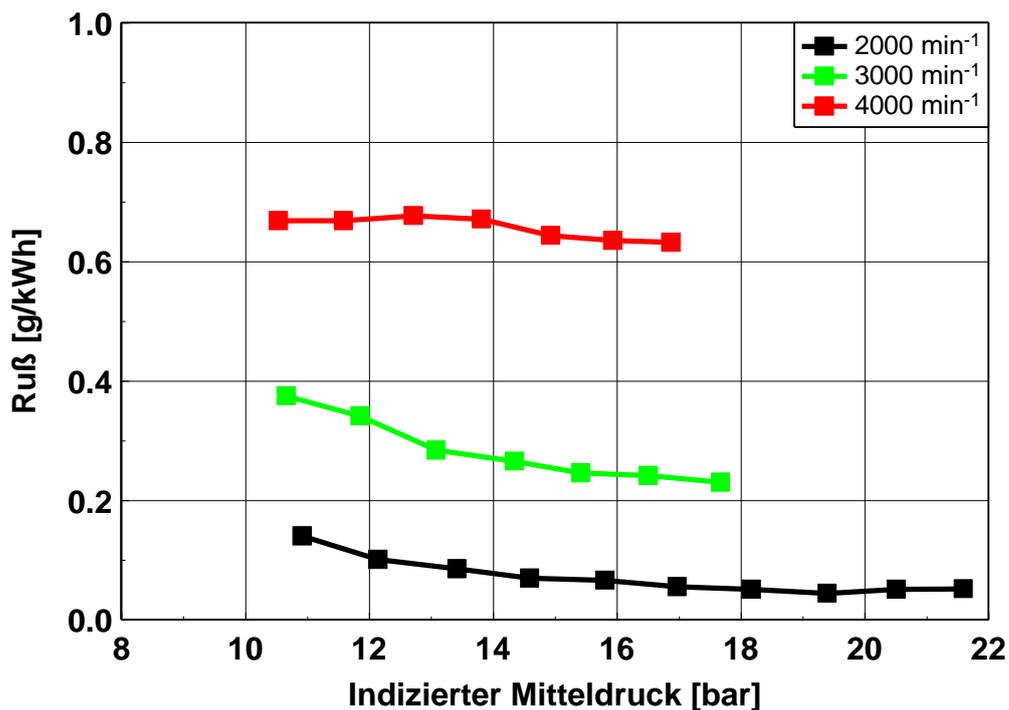


Abb. 4.43: Spezifische Rußemission in Abhängigkeit vom indiziertem Mitteldruck für verschiedene Drehzahlen, 10°KW n. OT Schwerpunktlage, $\lambda=1$, Kraftstoff: Naphtha

Bei Verwendung von Diesel ist das Rußemissionsniveau nochmals höher (nicht dargestellt). Damit wird deutlich, dass die Rußemission bei der stöchiometrischen Verbrennung als besonders kritisch zu betrachten ist. Hier bedarf es einer Optimierung der Luftausnutzung des Kraftstoffs, um das Rußniveau auf akzeptable Werte, wie sie für das konventionelle Dieselmotorenverfahren möglich ist, abzusenken (vgl. **Abb. 4.34**).

Weiterhin kritisch für das stöchiometrische Brennverfahren sind die resultierenden Abgastemperaturen. Hauptgrund ist der erhöhte Gemischheizwert der stöchiometrischen Verbrennung im Vergleich zur Verbrennung mit Luftüberschuss (vgl. **Abb. 8.19** im Anhang). Im Anhang in **Abb. 8.20** ist dieser Unterschied anhand der Abgastemperatur deutlich erkennbar. Dabei ist die Differenz zwischen beiden Betriebsweisen nicht konstant und nimmt mit steigender Last ab. Grund dafür ist die abnehmende AGR-Rate bei der konventionellen Betriebsweise. Hinter Katalysator gemessen ist die Abgastemperatur noch mal höher (für Naphtha dargestellt). Verantwortlich dafür ist die Wärmefreisetzung durch die Oxidation des Kohlenmonoxids im Katalysator. Die Abgastemperatur steigt damit bei ca. 21 bar indiziertem Mitteldruck mit Naphtha als Kraftstoff auf über 800°C an. Für Diesel als Kraftstoff ergeben sich auch hier ähnliche Abgastemperaturen (nicht dargestellt). Wird die Drehzahl erhöht, steigt die Abgastemperatur weiter an. In der folgenden **Abb. 4.44** ist erkennbar, dass die Abgastemperatur durch eine Drehzahlerhöhung von 2000 min⁻¹ auf 4000 min⁻¹ um ca. 100°C ansteigt.

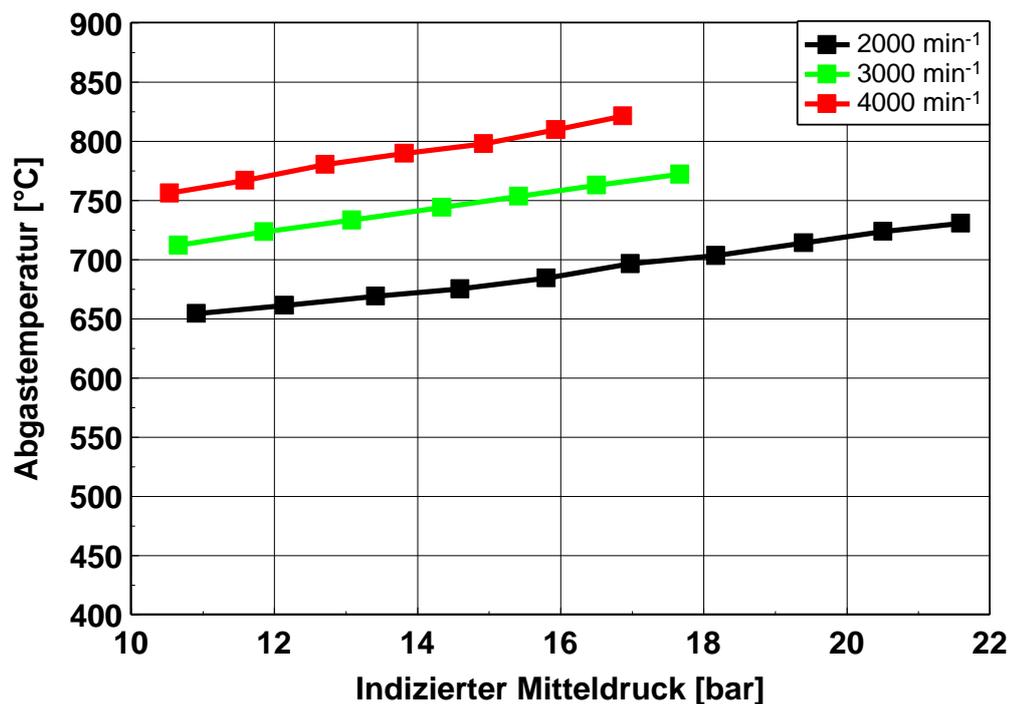


Abb. 4.44: Abgastemperatur in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck für verschiedene Drehzahlen, 10°KW n. OT Schwerpunktlage, $\lambda=1$, Kraftstoff: Naphtha

Hauptgrund ist, dass durch die Erhöhung der Drehzahl bei konstantem Mitteldruck die Motorleistung steigt und damit der Wärmeeintrag erhöht wird. Dieser Zusammenhang gilt grundsätzlich auch für das konventionelle Dieselmotorenverfahren. Kritisch beim stöchiometrischen Brennverfahren ist jedoch, dass das Temperaturniveau sowohl im Brennraum als auch im Abgastrakt grundsätzlich deutlich höher ist. Für ein Vollmotor-konzept ist damit eine erhöhte Materialanforderung, insbesondere für die Abgasnachbehandlung und einer Abgasturboaufladung nötig. Zur Vervollständigung des Drehzahlenflusses sind im Anhang die Ergebnisse zum Kraftstoffverbrauch und der CO-Emissionen aufgeführt (**Abb. 8.22** und **Abb. 8.23** im Anhang). Bei der Betrachtung der **Abb. 8.23** im Anhang ist erkennbar, dass mit steigender Drehzahl die CO-Emissionen aufgrund höherer Verbrennungstemperaturen verringert werden. Dennoch ist im Anhang in **Abb. 8.22** erkennbar, dass der Kraftstoffverbrauch mit steigender Last aufgrund längerer Brenndauern leicht ansteigt.

Der Drehzahleinfluss ist damit insgesamt als kritisch zu betrachten. Die dargestellten Hinweise verdeutlichen, dass bei steigender Drehzahl insbesondere thermische Bauteilgrenzen erreicht werden. Primäres Ziel muss es deshalb sein, Möglichkeiten zu nutzen, die zu einer niedrigeren Verbrennungstemperatur führen. Ein möglicher Ansatz könnte das Zurückführen von Abgas sein, um den temperatursenkenden Einfluss der AGR zu nutzen.

4.3.5 Verbrennungsschwerpunkt

Ausgehend vom Verbrennungsschwerpunkt $AI_{50}=10^\circ n$. OT wird nun zur Klärung des Einflusses die Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung früh und spät variiert. Hauptaugenmerk liegt dabei auf dem indizierten Kraftstoffverbrauch. In **Abb. 4.45** ist für die Drehzahlen 2000 min^{-1} und 3000 min^{-1} die Schwerpunktlagenvariation für 15.5 bar indizierten Mitteldruck dargestellt.

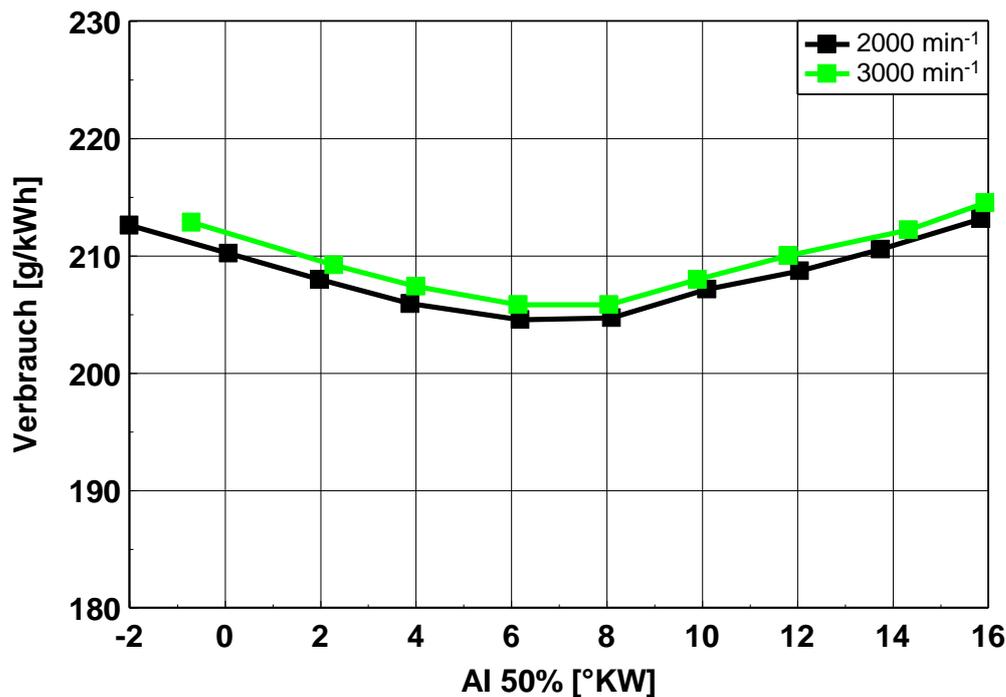


Abb. 4.45: Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Verbrennungsschwerpunktlage, 2000 min^{-1} und 3000 min^{-1} , $\lambda=1$, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Kraftstoff: Naphtha

Es fällt auf, dass die Kraftstoffverbrauchsminima für beide Drehzahlen, wie für Dieselmotoren üblich, im Bereich $AI_{50}=6-8^\circ KW$ n. OT liegen. Ausgehend von der bisher verwendeten Schwerpunktlage von $AI_{50}=10^\circ KW$ n. OT liegt die Kraftstoffverbrauchsreduzierung deshalb nur bei ca. 2 g/kWh . Außerhalb des Minimums steigt der Kraftstoffverbrauch sowohl bei der Verstellung der Verbrennungslage in Richtung früh als auch in Richtung spät stetig an. Für die Verbrauchverschlechterung in Richtung früh sind im Wesentlichen steigende Wandwärmeverluste und ein steigender Anteil an vor OT umgesetzter Energie verantwortlich. In Richtung spät wird die Energieumsetzung in die thermodynamisch ungünstigere Expansion verschoben (verringertes Gleichraumgrad) [38].

Für die Rußemissionen wirkt sich eine frühere Verbrennungsschwerpunktlage durch die erhöhte vorgemischte Verbrennung erwartungsgemäß positiv aus. In **Abb. 4.46** ist gut erkennbar, dass die Rußemission sukzessive mit Frühverstellung der Verbrennungsschwerpunktlage abfällt.

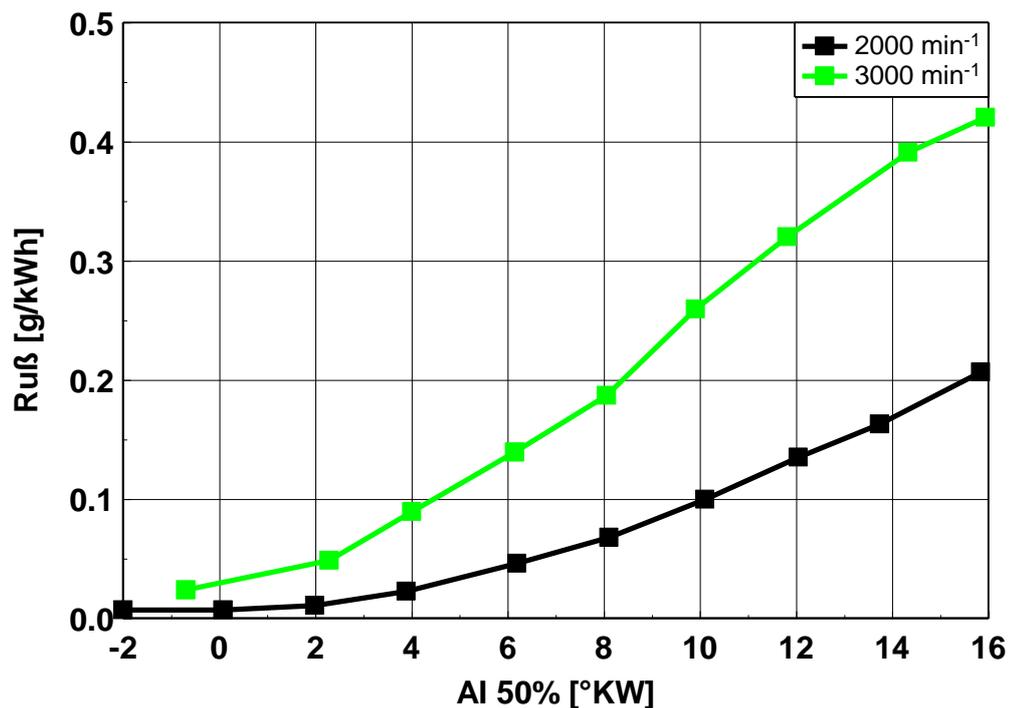


Abb. 4.46: Spezifische Rußemission in Abhängigkeit von der Verbrennungsschwerpunktlage, 2000 und 3000 min⁻¹, $\lambda=1$, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Kraftstoff: Naphtha

Die frühere Einspritzung des Kraftstoffs erhöht den Zündverzug für die Gemischbildung, so dass vor der Entflammung der ersten Brennstoffmoleküle ein beträchtlicher Teil der bis zu diesem Zeitpunkt eingespritzten Kraftstoffmasse verdampft und mit Sauerstoffmolekülen vermischt ist. Nachteilig wirkt sich diese stark vorgemischte Verbrennung wegen der schnelleren Energieumsetzung auf den Druckanstieg aus. In der **Abb. 8.24** im Anhang ist deutlich erkennbar, dass der maximale Druckanstieg sowohl für 2000 min⁻¹ als auch für 3000 min⁻¹ mit Frühverstellung des Verbrennungsschwerpunktes kontinuierlich ansteigt.

4.3.6 Voreinspritzung

Für konventionelle, kompressionsgezündeten Brennverfahren haben sich eine oder mehrere Voreinspritzungen zur Absenkung des maximalen Druckgradienten etabliert. Inwieweit sich diese Vorgehensweise auf das stöchiometrische Brennverfahren übertragen lässt, soll im Folgenden geklärt werden.

In **Abb. 4.38** ist erkennbar, dass bei Verwendung von nur einer Blockeinspritzung der maximale Zylinderdruckanstieg für Diesel mit über 7 bar/°KW und insbesondere für Naphtha mit über 8 bar/°KW im stöchiometrischen Betrieb hoch ist. In Anbetracht der höheren Druckanstiege bei der Verwendung von Naphtha werden die folgenden Versuche mit diesem Kraftstoff durchgeführt.

In **Abb. 4.47** ist für drei verschiedene Voreinspritzmassen (1, 1.5 und 3.0 mg/Hub) der Druckgradient über dem Abstand des Beginns der Voreinspritzung zum Beginn der

Haupteinspritzung dargestellt. Als Referenz ist zusätzlich der maximale Druckanstieg für die Verbrennung ohne Voreinspritzung dargestellt. Deutlich erkennbar ist, dass bereits mit einer Voreinspritzmasse von 1 mg/Hub bis zu einem Abstand von maximal 20°KW der Druckanstieg von ca. 11 bar/°KW auf ca. 6 bar/°KW abgesenkt werden kann. Durch Erhöhung der Masse auf 1.5 mg/Hub bzw. 3.0 mg/Hub kann der maximale Druckanstieg nochmals abgesenkt werden.

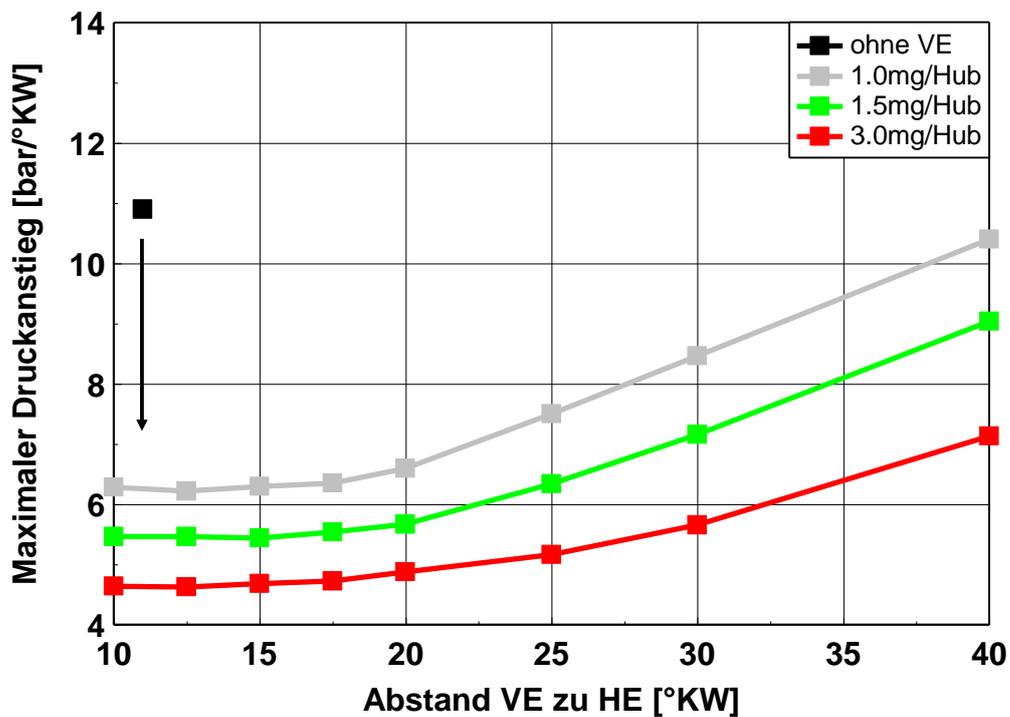


Abb. 4.47: Maximaler Zylinderdruckanstieg in Abhängigkeit vom Abstand der Voreinspritzung zur Haupteinspritzung, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, $\lambda=1$, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Kraftstoff: Naphtha

Wird der Abstand zur HE zu groß (hier ab ca. 20°KW) sinkt der Einfluss der Voreinspritzung auf den maximale Druckanstieg sukzessive ab. Der Grund dafür ist, dass bei frühen Einspritzbeginn die Temperatur zu niedrig für eine Entflammung ist. Der Kraftstoff kann sich damit homogener verteilen. Wird dann die ausreichende Temperatur erreicht, sind die Entflammungsbedingungen aufgrund des sehr mageren Luftverhältnisses verschlechtert, so dass weniger Wärme vor Beginn der Hauptverbrennung umgesetzt wird.

Beispielhaft ist in **Abb. 4.48** der Einfluss der Voreinspritzung auf den Brennverlauf dargestellt. Ohne Voreinspritzung ist der Abstand zwischen dem Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung und Beginn der ersten Wärmefreisetzung vergleichsweise lang. Dabei ist deutlich erkennbar, dass durch die Einspritzung des Kraftstoffs aufgrund seiner Verdampfungsenthalpie erst einmal Wärme aufnimmt. Die anschließende Wärmefreisetzung verläuft dann relativ schnell mit einem steil ausgeprägten Maximum. Unter Ausnutzung der Voreinspritzung werden zunächst 1.5 mg/Hub eingespritzt. Der Abstand zwischen ASB der Voreinspritzung und der ersten Wärmefreisetzung ist relativ groß, da die Temperatur bei dieser frühen Einspritzung vergleichsweise

niedrig ist. Zum Ende der Wärmefreisetzung der Kraftstoffmasse durch die Voreinspritzung folgt der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung. Der Zündverzug zur nächsten Wärmefreisetzung ist nun deutlich kürzer im Vergleich zur Wärmefreisetzung ohne Voreinspritzung, da die vorangegangene Wärmefreisetzung die Temperatur erhöht und damit die Zündbedingungen verbessert hat. Die Folge ist eine geringer vorgemischte Verbrennung mit einem moderateren Brennverlaufsanstieg und einem geringeren Maximum des Brennverlaufs.

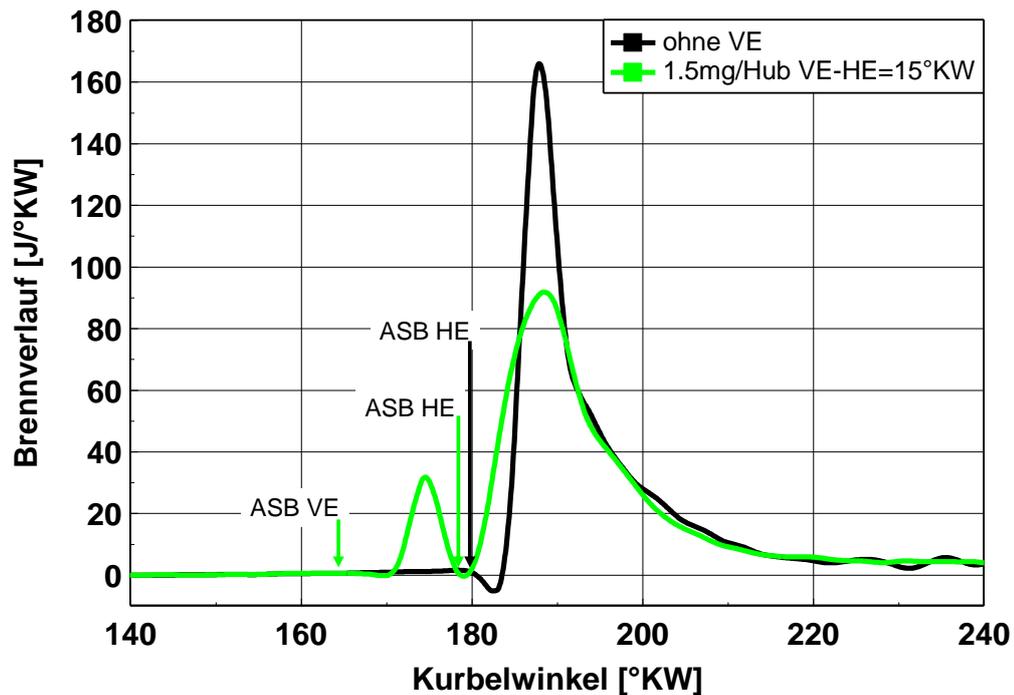


Abb. 4.48: Brennverlauf in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel ohne Voreinspritzung und mit Voreinspritzung (1.5mg/Hub, VE-HE=15°KW), 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, $\lambda=1$, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Kraftstoff: Naphtha

Bezogen auf die Rußemissionen ist eine geringer vorgemischte Hauptverbrennung von Nachteil (vgl. Kapitel 2.2). Dies zeigt auch die **Abb. 4.49**. Ausgehend von der Verbrennung ohne Voreinspritzung steigt die Rußmasse bei der Verbrennung mit Voreinspritzung an. Wobei der Abstand und die Menge der Voreinspritzung einen Einfluss auf die Rußmasse haben.

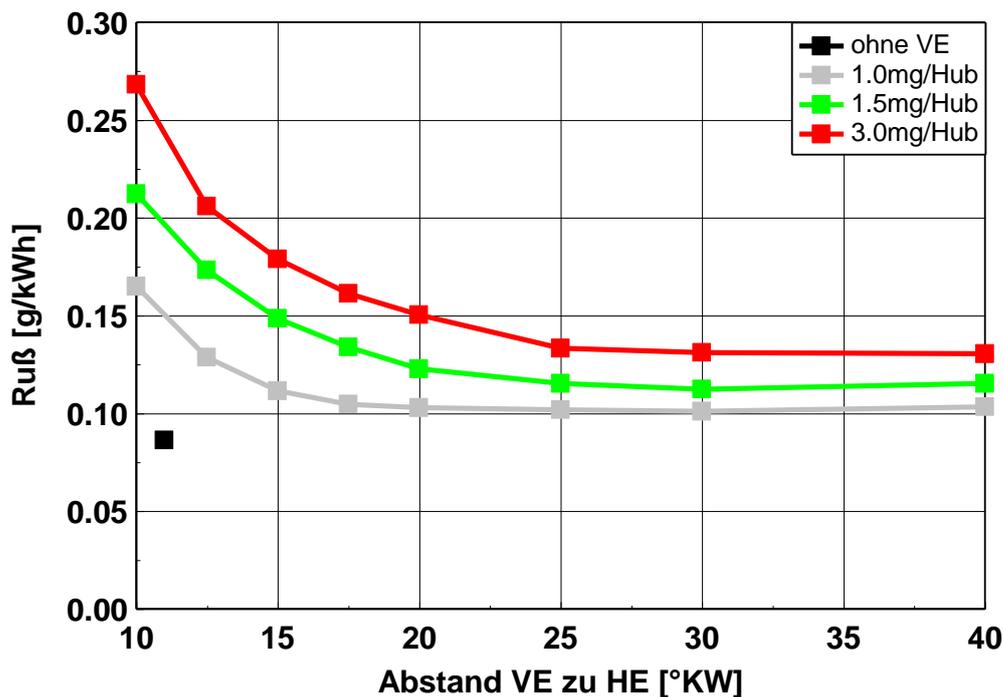


Abb. 4.49: Ruß in Abhängigkeit vom Abstand der Voreinspritzung zur Haupteinspritzung, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, $\lambda=1$, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Kraftstoff: Naphtha

Ein geringer Abstand zur Haupteinspritzung und eine große Voreinspritzmenge führen zu den höchsten Rußemissionen, da hier der vorgemischte Anteil der Haupteinspritzung durch den Wärmeeintrag der Voreinspritzung am geringsten ist. Umgekehrt nimmt die Rußmasse mit zunehmendem Abstand zur Haupteinspritzung und mit einer geringeren Voreinspritzmasse ab.

Damit wird deutlich, dass der grundsätzliche Einfluss der Voreinspritzung im stöchiometrischen Betrieb vergleichbar ist mit dem bekannten Einfluss der Voreinspritzung bei dem konventionellen Brennverfahren. Der Druckanstieg kann mit Hilfe einer Voreinspritzung verringert werden, allerdings führt diese, abhängig von der gewählten Einspritzkonfiguration, zu einem deutlichen Anstieg der Rußemission. Andere Emissionen, wie CO und HC bleiben weitestgehend unbeeinflusst und werden deshalb hier nicht betrachtet. Auch der Kraftstoffverbrauch bleibt für die hier gezeigte Voreinspritzvariation annähernd konstant (vgl. **Abb. 8.25** im Anhang).

4.3.7 Lasten unterhalb der Saugervollast

Bisher wurde der stöchiometrische Betrieb für Lasten oberhalb der Saugervollast dargestellt. Ziel ist es nun, den stöchiometrischen Betrieb so weit zu niedrigen Lasten zu erweitern, dass zwischen dem teilhomogenen Betrieb (vgl. **Abb. 4.21**) und dem stöchiometrischen Betrieb (**Abb. 4.31**) ein gemeinsamer Übergangsbereich entsteht. Um niedrigere Motorlasten im stöchiometrischen Betrieb darstellen zu können, muss die angesaugte Sauerstoffmasse verringert werden. Bei konventionellen Ottomotoren geschieht das durch Androsseln der Saugstrecke. Für das gezeigte kompressionsge-

zündete Brennverfahren soll diese Möglichkeit nicht verfolgt werden, weil davon auszugehen ist, dass aufgrund steigender Ladungswechselverluste der Kraftstoffverbrauch erhöht wird und die Zündbedingungen aufgrund geringerer Gasmasse im Brennraum verschlechtert werden. Als Alternative soll hier mit Hilfe von AGR die Sauerstoffmasse im Brennraum abgesenkt werden, da sie ohne wirkungsgradungünstige Absenkung des Ladeluftdrucks bei konstantem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis die Reduzierung der Einspritzmasse und damit eine Lastabsenkung ermöglicht. Um definierte Bedingungen für diese Variation sicherzustellen, wurde der Ladedruck auf 1100 mbar konstant gehalten. Damit knüpft der Messpunkt ohne AGR an die bisher gezeigten Variationen an. Die **Abb. 4.50** zeigt, wie in Abhängigkeit der AGR-Rate der indizierte Mitteldruck abgesenkt werden kann. Oberhalb von 60% AGR-Rate wird aufgrund schlechter Zündbedingungen eine Laufgrenze erreicht, so dass eine Absenkung des indizierten Mitteldrucks unter 5 bar mit den genannten Randbedingungen nicht möglich ist.

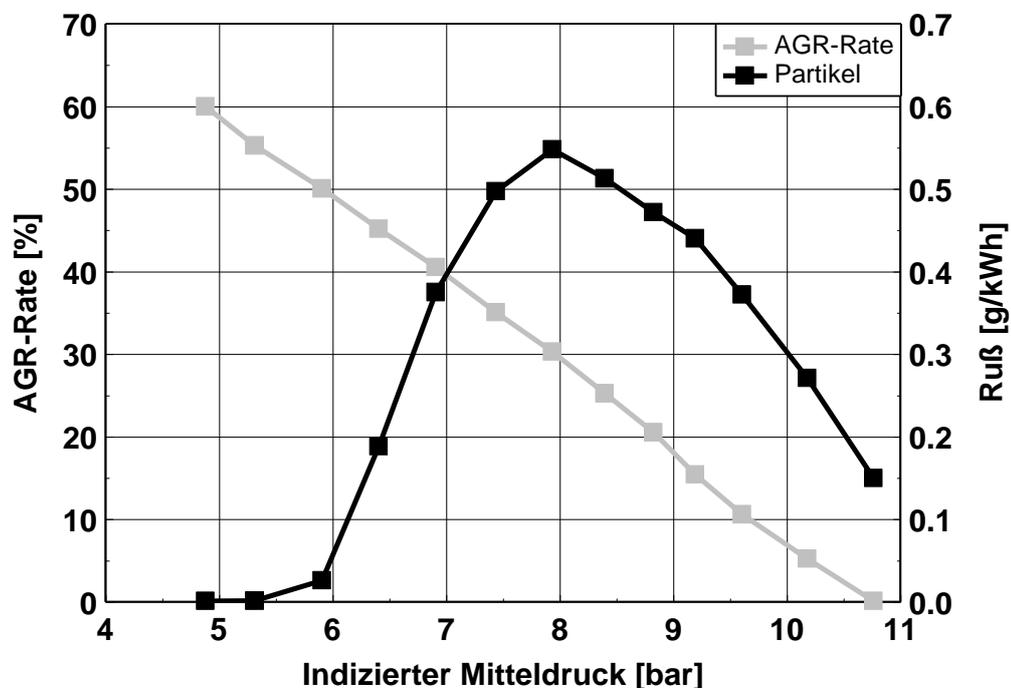


Abb. 4.50: AGR-Rate und spezifische Rußemission in Abhängigkeit vom indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, Abgasdruck=Ladedruck=1100 mbar, $\lambda=1$, Kraftstoff: Naphtha

Auffällig in **Abb. 4.50** ist der Verlauf der Rußemissionen. Zunächst steigt mit sinkender Last die Rußmasse auf über 0.5 g/kWh und fällt dann wieder ab bis zu einer annähernd rußfreien Verbrennung bei Lasten unterhalb von 6 bar indiziertem Mitteldruck. Damit ist offensichtlich auch im stöchiometrischen Betrieb durch sehr hohe AGR-Raten ein teilhomogener Betrieb mit sehr niedrigen Rußemissionen möglich. In **Abb. 4.51** wird deutlich, dass AGR-Raten bis 30% zunächst kaum den Zündverzug (AI5-ASB) verändern. Ab ca. 8 bar indiziertem Mitteldruck bzw. 30% AGR-Rate steigt der Zündverzug dann aber deutlich an. Damit einhergehend fällt die Rußmasse aufgrund der homogeneren Gemischbildung ab (vgl. **Abb. 4.50**). Ein weiterer Faktor ist

die relativ kalte Verbrennung durch die hohen AGR-Raten. Die **Abb. 8.27** im Anhang zeigt, dass die mittlere Gastemperatur im Brennraum deutlich abfällt und damit tendenziell der Rußbildungsbereich aus **Abb. 2.3** verlassen wird.

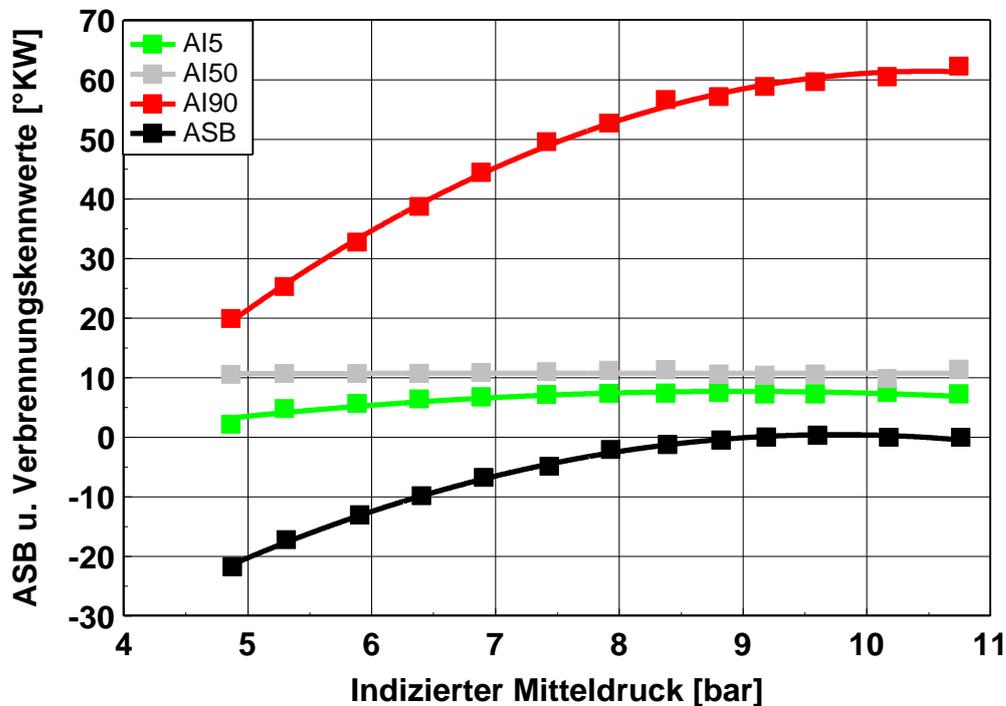


Abb. 4.51: Ansteuerbeginn und Verbrennungskennwerte (AI_x, ASB) in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, Abgasdruck=Ladedruck=1100 mbar, λ=1, Lastvariation durch AGR, Kraftstoff: Naphtha

Die homogenere Gemischbildung bzw. Verbrennung wirkt sich dann folgerichtig deutlich auf das Brennende aus (AI₉₀ in **Abb. 4.51**). Der 90% Energieumsatzpunkt wandert sukzessive mit steigender AGR-Rate in Richtung früh. Dieser Zusammenhang ist zusätzlich in Form der Durchbrennfunktion im Anhang in **Abb. 8.26** dargestellt. Qualitativ ist damit dieses Verhalten mit der in Kapitel 4.1.3 dargestellten teilhomogenen Verbrennung vergleichbar.

Auch die Betrachtung des maximalen Druckerhöhung zeigt Parallelen zur teilhomogenen Verbrennung aus Kapitel 4.1. Der Vergleich der folgenden **Abb. 4.52** mit der **Abb. 4.19** zeigt, dass jeweils mit steigender AGR-Rate, insbesondere bei den sehr hohen Raten, der maximale Druckerhöhung stark abgesenkt wird. Grund dafür sind auch hier die durch die hohen AGR-Raten, reduzierten anfängliche Reaktionsgeschwindigkeiten.

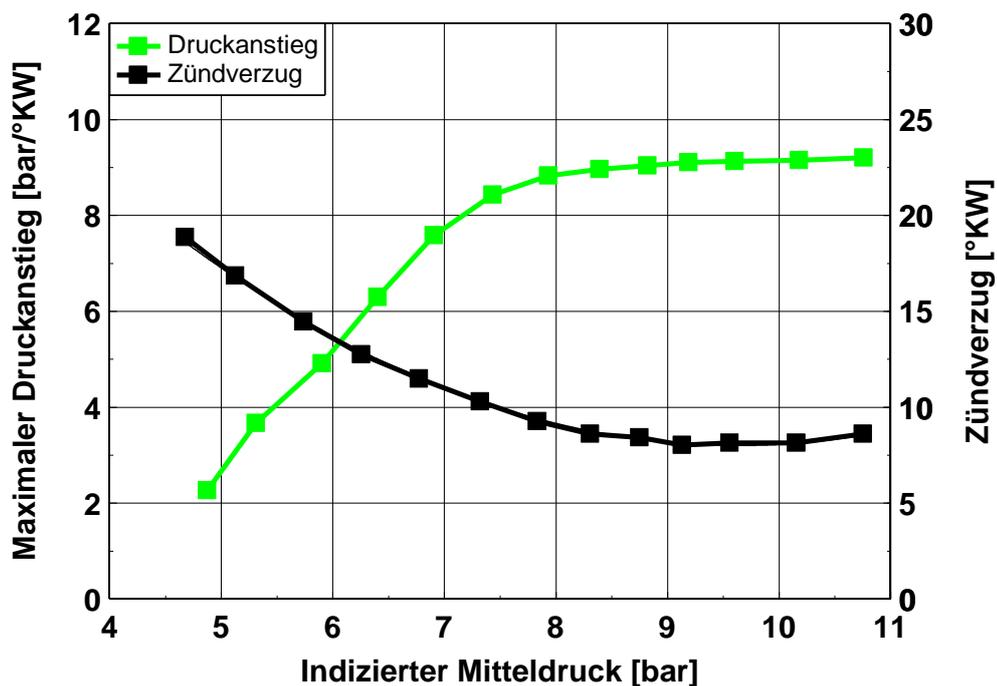


Abb. 4.52: Maximaler Zylinderdruckanstieg und Zündverzug in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, Abgasdruck=Ladedruck=1100 mbar, $\lambda=1$, Lastvariation durch AGR, Kraftstoff: Naphtha

Diese Auswirkung auf das Brennverhalten lässt sich auch in **Abb. 8.26** im Anhang bei der Betrachtung der Durchbrennfunktionen wiederfinden. In dem Bereich der Brennbeginne, die für den maximalen Druckanstieg entscheidend sind, ist erkennbar, dass mit zunehmender AGR-Rate die anfängliche Energieumsetzung relativ moderat verläuft.

Die folgende **Abb. 4.53** zeigt, dass tendenziell auch die HC-, CO- und NO_x -Emissionen vergleichbar mit den Emissionen der teilhomogenen Verbrennung aus dem Kapitel 4.1 (vgl. **Abb. 4.13**, **Abb. 4.14** und **Abb. 4.17**) sind. Während CO und HC mit steigender AGR-Rate ebenfalls ansteigen, fallen die NO_x -Emissionen annähernd auf null ab. Der Anstieg von HC und CO ist zurückzuführen auf die schlechteren Zündbedingungen bzw. Temperaturen aufgrund der steigenden AGR (vgl. **Abb. 8.27** im Anhang). Oberhalb von ca. 10 bar indiziertem Mitteldruck ist das HC-Niveau im Abgas im Bereich der Nachweisgrenze. Durch die Lastabsenkung mit Hilfe von steigender AGR fällt die Brennraumtemperatur ab, so dass nicht mehr vollständig die HC zu CO oxidieren. Das Resultat ist ein deutlicher Anstieg der HC-Emissionen im Abgas. Die CO-Emissionen sind aufgrund des geringen Sauerstoffangebotes im stöchiometrischen Betrieb im Vergleich zur konventionellen Verbrennung mit Luftüberschuss grundsätzlich höher. Durch die Temperaturabsenkung aufgrund von AGR werden die Oxidationsbedingungen nochmals verschlechtert und es kommt damit ebenfalls zu einem deutlichen Anstieg (vgl. Kapitel 2.2). Umgekehrt fällt das NO_x -Niveau ab, da die fallenden Brennraumtemperaturen die thermische NO_x -Bildung zunehmend verhindern (vgl. **Abb. 2.3**).

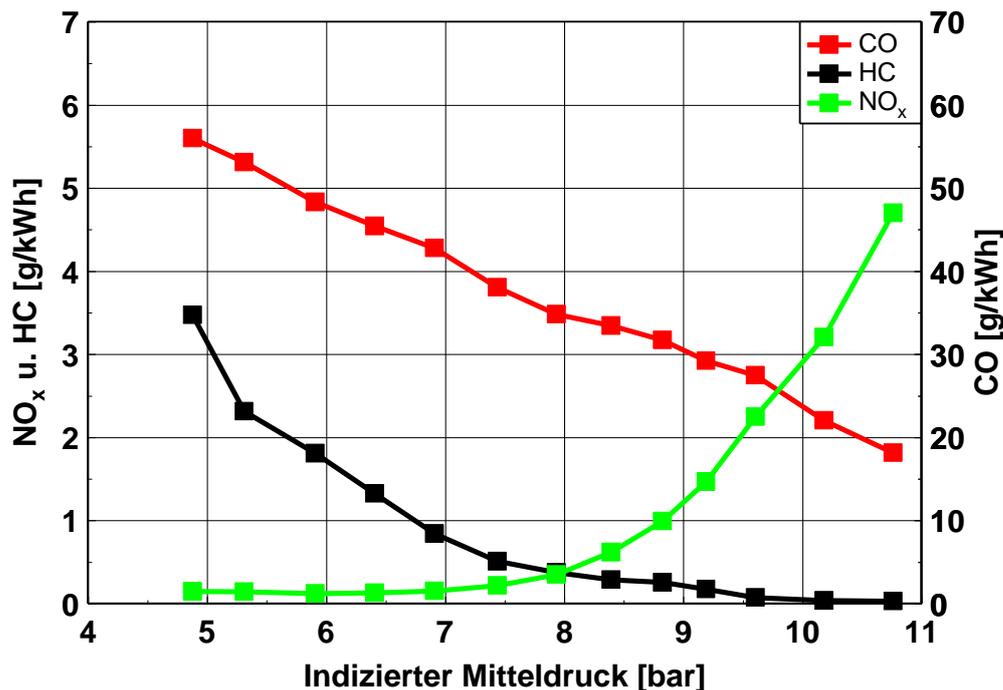


Abb. 4.53: Spezifische Emissionen (HC, NO_x und CO) in Abhängigkeit vom indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, Abgasdruck=Ladedruck=1100 mbar, λ=1, Lastvariation durch AGR, Kraftstoff: Naphtha

Als Folge der sinkenden Brennraumtemperatur ist in der folgenden **Abb. 4.54** die Auswirkung der AGR bzw. Lastvariation auf die Abgastemperatur dargestellt. Dabei sinkt die Temperatur von 670°C bei ca. 11 bar indiziertem Mitteldruck auf ca. 320°C bei ca. 5 bar indiziertem Mitteldruck annähernd proportional deutlich ab (entspricht einer Rate von ca. 42°C/bar). Im Unterschied dazu ändert sich die Abgastemperatur bei der Lastvariation mit Hilfe des Ladedrucks in **Abb. 8.20** im Anhang mit nur ca. 3°C/bar. Dies verdeutlicht nochmals den starken Temperatureinfluss der AGR.

Weiterhin ist in **Abb. 4.54** der indizierte Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit des indizierten Mitteldrucks dargestellt. Im betrachteten Lastbereich sinkt mit fallender Last bzw. steigender AGR-Rate der Kraftstoffverbrauch von ca. 220 g/kWh auf ca. 190 g/kWh deutlich ab. Grund dafür ist, dass mit Absenkung der Kraftstoffmasse¹⁹ und gleichzeitiger Verlängerung des Zündverzuges (vgl. **Abb. 4.52**) die Brenndauer durch den höher vorgemischten Kraftstoffanteil verkürzt wird (vgl. **Abb. 4.51**). Die kürzere Brenndauer wiederum erhöht den Gleichraumgrad der Verbrennung. Dieser Zusammenhang ist neben der **Abb. 4.51** auch in der **Abb. 8.26** im Anhang mit Hilfe der Durchbrennfunktionen erkennbar (mit steigender AGR-Rate wird das Brennende (AI90) in Richtung früh verschoben). Weiterhin führt die Absenkung der Prozesstemperatur zu geringeren Dissipationsverlusten (reale Kalorik). Das Resultat ist ein deutlich sinkender Kraftstoffverbrauch.

¹⁹ $m_b \sim p_{mi}$ unter der Annahme eines konstanten indizierten Wirkungsgrades

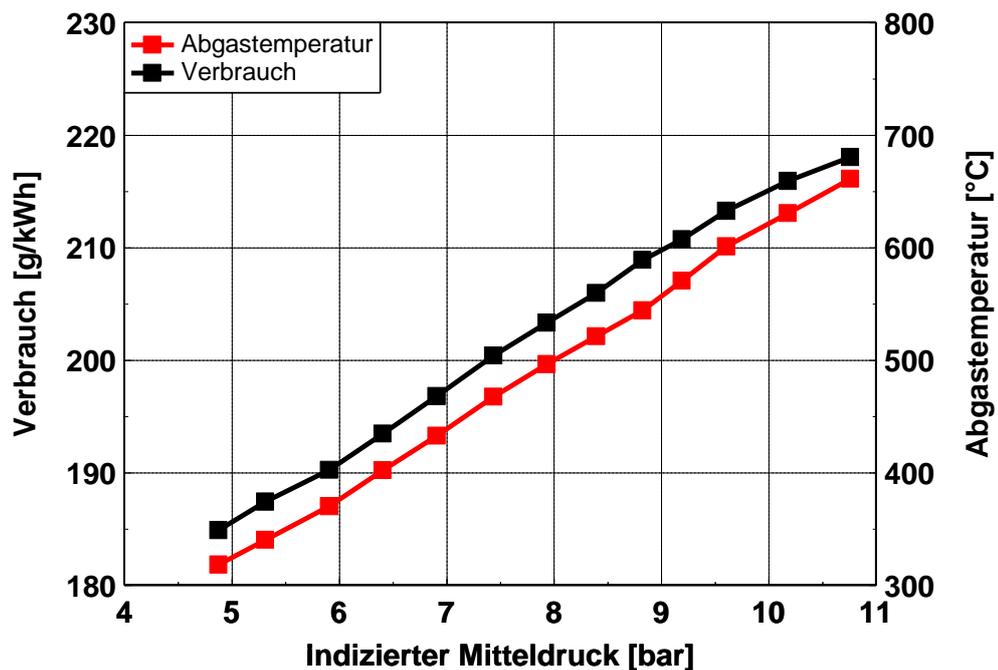


Abb. 4.54: Spezifischer Kraftstoffverbrauch und Abgastemperatur in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, Abgasdruck=Ladedruck=1100 mbar, $\lambda=1$, Lastvariation durch AGR, Kraftstoff: Naphtha

Trotz des sinkenden Kraftstoffverbrauchs bleibt dieser auch im Bereich von 5-11 bar indizierten Mitteldrucks vergleichsweise hoch. Beispielsweise liegt der Kraftstoffverbrauch für Naphtha für den indizierten Mitteldruck von 6.9 bar in **Abb. 4.9** bei ca. 180-190 g/kWh (abhängig vom gewählten Luftverhältnis). In **Abb. 4.54** liegt der Kraftstoffverbrauch aufgrund der thermodynamischen Nachteile mit ca. 200 g/kWh bis zu 10% höher im Vergleich zur überstöchiometrischen Verbrennung.

4.3.8 Zusammenfassung

Ziel des Kapitels Stöchiometrischer Betrieb war es, ein Konzept vorzustellen, das es ermöglicht, die hohen NO_x -Rohemissionen der kompressionsgezündeten Verbrennung, die bei hohen Motorlasten hervorgerufen werden, zu senken. Als Lösungsansatz wurde dazu ein kompressionsgezündetes, stöchiometrisches Brennverfahren charakterisiert, das es ermöglichen soll, den vom Ottomotor bewährten 3-Wege-Katylsator einzusetzen. Dieser hat den Vorteil, dass er kontinuierlich und annähernd vollständig HC, CO und NO_x bei der ottomotorischen Anwendung konvertieren kann. Gleichzeitig ist er systembedingt im Vergleich zu SCR- oder NO_x -Speicher-katalysator Konzepten preiswerter.

Die Umsetzung des kompressionsgezündeten stöchiometrischen Ansatzes in Kombination des 3-Wege-Katalysators erwies sich hierbei als vielversprechend. Sowohl mit Naphtha als auch mit Diesel als Kraftstoff ermöglichte der 3-Wege-Katalysator im stöchiometrischen Betrieb eine annähernd vollständige Umsetzung der Schadstoffe, wobei Naphtha im Gegensatz zu Diesel, wie schon im Kapitel Alternative Kraftstoffe ge-

zeigt, weniger Rußemissionen hervorruft. Weiterhin bleiben der gravimetrische Kraftstoffverbrauchsvorteil von Naphtha mit ca. 6% und der erhöhte Druckanstieg gegenüber Diesel im stöchiometrischen Betrieb erhalten. Der Vergleich zwischen stöchiometrischer und konventioneller kompressionsgezündeter Betriebsweise zeigt, dass der Kraftstoffverbrauch durch verschiedene thermodynamische Nachteile um ca. 10% erhöht ist. Vorteilhaft erwies sich beim stöchiometrischen Brennverfahren, dass der Luft- bzw. Ladedruckbedarf (oberhalb der Saugervolllast) zwischen 20% und 30% niedriger ist. Dies führt neben geringeren Spitzendrücken mit geringerer Triebwerksbelastung auch zu geringeren Anforderungen an die Aufladung. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass der 3-Wege-Katysator bis zur Volllast einen annähernd emissionsfreien Betrieb bezogen auf HC, CO und NO_x ermöglicht. Die Rußemissionen waren teilweise deutlich erhöht. Diesbezüglich muss durch zukünftige Untersuchungen geklärt werden, inwieweit die Rußrohmissionen abgesenkt werden können und inwieweit ein Partikelfilter im stöchiometrischen Betrieb angewendet werden kann. Ein weiterer Unterschied der stöchiometrischen Verbrennung ist die deutlich erhöhte Prozess- bzw. Abgastemperatur (ohne AGR). Diese führen neben den thermodynamischen Nachteilen zu höheren thermischen Belastungen des Triebwerks, insbesondere des Abgassystems. Dieser Nachteil wird durch Erhöhung der Drehzahl verschärft.

Die Verbrennungslagenvariation zeigte, dass bei einer Schwerpunktlage im Bereich von 8° n. OT ein Kraftstoffverbrauchsminimum liegt. Da im konventionellen überstöchiometrischen Betrieb die Schwerpunktlage zur NO_x-Reduzierung häufig nach spät verstellt werden muss, könnte hier durch die Verwendung der optimalen Schwerpunktlage ein Teil des Verbrauchsanstiegs kompensiert werden.

Die Verwendung einer Voreinspritzung im stöchiometrischen Betrieb zeigte vergleichbar mit der konventionellen Verbrennung ein gutes Potential zur Reduzierung des maximalen Druckanstieges. Allerdings führte diese, abhängig von der Menge und vom Abstand zur Haupteinspritzung, zu einer erhöhten Rußmasse.

Um einen Übergangsbereich vom annähernd NO_x freien teilhomogenen Betrieb zum annähernd NO_x freien stöchiometrischen Betrieb zu erreichen, konnte mit Hilfe von AGR die Motorlast unter die Saugervolllast abgesenkt werden. Hervorzuheben ist, dass durch sehr hohe AGR-Raten auch im stöchiometrischen kompressionsgezündeten Brennverfahren eine teilhomogene Verbrennung mit niedrigsten Rußemissionen erreicht werden konnte.

5 Schlussfolgerungen und Ausblick

Der Erfolg zukünftiger Pkw-Dieselmotoren ist abhängig vom Erreichen niedrigster Kraftstoffverbräuche, Ruß-, NO_x-, HC, CO- und CO₂-Emissionen. Gleichzeitig steigt der Kostendruck für die Hersteller bei einer weltweiten Rohölverknappung an.

Ziel dieser Arbeit war es deshalb, neue Ansätze für kompressionsgezündete Brennverfahren in Verbindung mit alternativen Kraftstoffen zu untersuchen und die Potentiale hinsichtlich der genannten Anforderungen zu bewerten. Die Bandbreite reichte dabei von einem teilhomogenen Brennverfahren mit Luftüberschuss bis zu einem heterogenen, stöchiometrischen Brennverfahren unter Verwendung eines 3-Wege-Katalysators. Die Untersuchungen wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt.

Zur Klärung des Kraftstoffpotentials standen zunächst die Kraftstoffe Diesel, Kerosin Naphtha und n-Heptan / iso-Oktan Mischungen im Fokus. Dabei zeigten sich bereits bei der Gemischbildung signifikante Unterschiede. Es konnte festgestellt werden, dass durch Absenken des Siedeschwerpunktes bei konstanter Cetanzahl (Diesel 274°C und n-Heptan 98°C bzw. Kerosin 176°C und Naphtha 125°C) und durch Absenken der Cetanzahl bei konstantem Siedeschwerpunkt (n-Heptan / iso-Oktan Mischungen) die Homogenität des Kraftstoffluftgemisches deutlich verbessert werden kann. Diese Verbesserung reduzierte die Rußemissionen und bietet Potential, den Ruß-NO_x-Zielkonflikt durch eine teilhomogene Verbrennung bis zur mittleren Teillast zu entschärfen. Mit Naphtha als Kraftstoff konnten zusätzlich aufgrund des höheren H/C-Verhältnisses, des höheren Heizwertes und einer effizienteren Energieumsetzung der Kraftstoffverbrauch um ca. 6% und die CO₂-Emissionen um ca. 9% unabhängig von der Motorlast im Vergleich zu Diesel gesenkt werden. Damit wurde gezeigt, dass die verwendeten alternativen Kraftstoffe, insbesondere Naphtha, zur Emissionssenkung für kompressionsgezündete Brennverfahren entsprechendes Potential besitzen. Offen ist jedoch, welcher Änderungsumfang bei der Anwendung dieser Kraftstoffe in Serienkonzepten notwendig ist. Zu vermuten ist, dass es neue Anforderungen an die Motorapplikation aufgrund der unterschiedlichen Zünd- und Verdampfungseigenschaften der Kraftstoffe gibt, insbesondere dann, wenn ein Fahrzeug verschiedene Kraftstoffe oder Mischungen betriebsneutral nutzen soll. Weiterhin ist zu klären, in welchem Umfang das Einspritz- und Tanksystem für die leicht siedenden Kraftstoffe angepasst werden muss. Kritisch könnten beispielsweise Dampfblasenbildung im Einspritzsystem und die Schmiereigenschaften des Kraftstoffs für die Haltbarkeit des Einspritzsystems sein.

Um den Ruß-NO_x-Zielkonflikt auch für höhere Lasten zu entschärfen, wurde das teilhomogene Brennverfahren mit Naphtha und Diesel als Kraftstoff ausgeweitet. Ermöglicht wurde dies durch eine Erhöhung der AGR-Rate mit Hilfe erhöhter Ladedrücke. Innerhalb dieser Betrachtungen konnte gezeigt werden, dass sowohl mit Diesel als auch mit Naphtha als Kraftstoff der Übergang in den teilhomogenen Betrieb durch diese Vorgehensweise ermöglicht wird. Die Ruß- und NO_x-Emissionen können damit auch bei höheren Lasten innermotorisch weitgehend vermieden werden. Durchgängig

von Nachteil bei diesem Vorgehen sind jedoch, unabhängig vom Kraftstoff, steigende HC- und CO-Emissionen, ein deutlich höherer Ladedruckbedarf mit steigender Last und ein steigender Kraftstoffverbrauch. Deshalb ist offen, ob diese Betriebsweise bei der Anwendung des dargestellten Brennverfahrens auf einen Vollmotor zielführend ist. Zu prüfen wäre, welcher Emissionsvorteil bzw. Kraftstoffverbrauchsnachteil gegenüber konventionellen Konzepten nach dem Übertrag bestehen bleibt.

Das vorgestellte stöchiometrische Brennverfahren hat Potential die Schadstoffe HC, CO und NO_x unter Verwendung eines 3-Wege-Katalysator bis zur Volllast zu minimieren. Es ermöglicht den vom Ottomotor bewährten 3-Wege-Katylsator einzusetzen. Sowohl mit Naphtha als auch mit Diesel als Kraftstoff erreicht der 3-Wege-Katalysator im stöchiometrischen Betrieb eine annähernd vollständige Konvertierung der Schadstoffe. Der Vergleich zwischen stöchiometrischer und konventioneller kompressionsgezündeter Betriebsweise zeigte jedoch, dass der Kraftstoffverbrauch bzw. die CO_2 -Emissionen durch verschiedene thermodynamische Nachteile (rund 10%) und die Rußemissionen (jeweils ohne Brennverfahrensoptimierung) erhöht sind. Vorteilhaft erwies sich, dass der Luft bzw. Ladedruckbedarf bei der stöchiometrischen Verbrennung zwischen 20% und 30% niedriger ist. Dies führt neben geringeren Zylinderspitzenrücken und damit mit geringerer Triebwerksbelastung auch zu geringeren Ladedruckanforderungen an die Aufladung. Diese Vor- und Nachteile wurden erzielt, ohne den Brennraum, die Einspritzung und die Ladungsbewegung auf das Brennverfahren abzustimmen. Hohe CO-Rohemissionen sprechen beispielsweise dafür, dass eine bessere Luftefassung des Kraftstoffs Potential zur Kraftstoffverbrauchssenkung bieten könnte. Offen ist auch, in welchem Maße die genannten Vor- und Nachteile beim Übertrag auf den Vollmotor bestehen bleiben. Beispielsweise könnten die geringeren Ladedruckanforderungen an die Aufladung einen Teil des Kraftstoffverbrauchsnachteils kompensieren.

Die vorliegende Arbeit zeigt, dass kompressionsgezündete Brennverfahren, auch in Verbindung mit alternativen Kraftstoffen, Potentiale für zukünftige Anforderungen bieten.

6 Symbolverzeichnis

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
AI5	Verbrennungsbeginn in °KW (5% Energieumsetzung)
AI50	Verbrennungsschwerpunkt in °KW (50% Energieumsetzung)
AI90	Verbrennungsende in °KW (90% Energieumsetzung)
AÖ	Auslass Öffnet
AS	Auslass Schließt
ASB	Ansteuerbeginn
AV	Auslassventil
BtL	Biomass to Liquid
CAD	Computer-Aided Design
CEC	Cordination European Council
CR	Common Rail
CRI3	Common Rail Injektion der 3. Generation
CRT	Continuously Regenerating Trap
CtL	Coal to Liquid
CZ	Cetanzahl nach BASF
DK	Drosselklappe
EDC	Electronic Diesel Control
EÖ	Einlass Öffnet
ES	Einlass Schließt
EV	Einlassventil
FSN	Filter Smoke Number nach Bosch (Rußzahl)
GtL	Gas to Liquid
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HE	Haupteinspritzung
HFM	Heißfilm Luftmassenmesser
HFM	Heissfilm-Luftmassenmesser der Fa. Bosch
Kat	3-Wege-Katalysator
KW	Kurbelwinkel in °KW
Lkw	Lastkraftwagen

LWOT	obere Totpunkt im Ladungswechsel
LWOT	oberer Totpunkt des Ladungswechsels
Max	Maximum
Min	Minimum
n.	nach
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
Nfz	Nutzfahrzeuge
OT	oberer Totpunkt der Zündung
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
Pkw	Personenkraftwagen
ROZ	Oktanzahl eines Kraftstoff nach ROZ
SB	Siedebeginn (5% der Kraftstoffmasse ist verdampft)
SCR	selektive katalytische Reduktion
SE	Siedeende (95% der Kraftstoffmasse ist verdampft)
SS	Siedeschwerpunkt (50% der Kraftstoffmasse ist verdampft)
TDI [®]	Dieselmotoren mit Direkteinspritzung und Turboaufladung aus dem Volkswagen-Konzern
VE	Voreinspritzung
ZV	Zünderverzug

Chemische Formelzeichen

C	Kohlenstoff
C ₁₆ H ₃₄	Cetan
C ₃ H ₈	Propan
CH ₄	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
H	Wasserstoff (atomar)
H ₂	Wasserstoff (molekular)
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe (allgemein)
HCN	Cyanwasserstoff, Blausäure
N	Stickstoff (atomar)
N ₂	Stickstoff (molekular)

N_2O	Distickstoffoxid, Lachgas
NCO	isocyanat Radikal
NO	Stickstoffmonoxid
NO_2	Stickstoffdioxid
NO_x	Summe aus Stickstoffmonoxid und Stickstoffdioxid
O	Sauerstoff (atomar)
O_2	Sauerstoff (molekular)
OH	Hydroxyl Radikal

Formelzeichen

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bezeichnung</u>
b_i	[g/kWh]	indizierter Kraftstoffverbrauch
C_{mass}	[%]	Masse bezogener Kohlenstoffanteil
c_p, c_v	[J/mol]	spezifische Wärmekapazität
h	[J/mol]	Enthalpie
H_{mass}	[%]	Masse bezogener Wasserstoffanteil
H_u	[MJ/kg]	unterer Heizwert
$L_{st\ddot{o}ch}$	[kg/kg]	theoretischer Luftbedarf
m_B	[kg]	Kraftstoffmasse
m_L	[kg]	Luftmasse
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
n	[-]	Anzahl
p	[bar]	Druck
p_{Abgas}	[bar]	Abgasdruck
p_{Lade}	[bar]	Ladedruck
p_{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
p_{Zyl}	[bar]	Zylinderdruck
Q_{zu}	[J]	zugeführte Energie
T	[°C], [K]	Temperatur
T_{Lade}	[°C]	Ladelufttemperatur
λ	[-]	Luftverhältnis
ε	[-]	Verdichtungsverhältnis

7 Literaturverzeichnis

- [1] Akihama, K.; Takatori, Y.; Inagaki, K.; Sasaki, S.; Dean, A.: Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature. Society of Automotive Engineers, 2001
- [2] Au, M. Y.; Girad, J. W.; Dibble, R.; Flowers, D.; Aceves, S. M.; Martinez-Frias, J.; Smith, R.; Seibel, C.; Maas, U.: 1.9-Liter four-cylinder HCCI engine operation with exhaust gas recirculation. SAE Paper 2000-01-1894, 2000
- [3] Baitz, M.; Binder, M.; Degen, W.; Deimling, S.; Krinke, S.; Rudloff, M.: Hrsg.: Fa. Choren: Vergleichende Ökobilanz von SunDiesel (Choren-Verfahren) und konventionellem Dieselmotorkraftstoff, 2004
- [4] Bauder, R.: Hrsg.: Wiener Motorensymposium: Der neue Audi V6-Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung und Vierventiltechnologie. Wien, 1997
- [5] Boie, W.: Hrsg.: Teubner: Vom Brennstoff zum Rauchgas. Leipzig, 1957
- [6] Bolling M.: Berechnung laminarer Kohlenwasserstoffflammen im Hinblick auf die Stickoxidbildung in Verbrennungsmotoren. Bonn: Shaker, S.85, 1998
- [7] Born, C.: Schadstoffreduzierung am DI-Dieselmotor durch Emulsionseinspritzung. Dissertation: RWTH Aachen, 2001
- [8] Chmela, F.; Piock, W.; Sams, T.: Potenzial alternativer Dieselerbrennungsverfahren für Otto- und Dieselmotoren. Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 2003
- [9] Christensen, M.; Johansson, B.: Supercharged Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel. SAE Paper 2000-01-1835, 2001
- [10] Dohle, U.; Hammer, J.: Entwicklungsergebnisse mit neuen Einspritzsystemen bei Abgasnachbehandlung und optimierter Brennverfahren. Euro V Diesel Powertrains, 2005
- [11] Ebelsheiser, O.: Untersuchung des CRT-Systems in Kombination mit einem NO_x-Speicherkatalysator am Nfz-Dieselmotor. Dissertation, Kaiserlautern, 2002
- [12] Enginos GmbH: Thermodynamische Analysesoftware Tiger. www.enginos.de, 2009
- [13] Fa. Aral: Fischer Tropsch Diesel Onlineartikel. <http://www.aral-forschung.de>: Zugriff 08.2007
- [14] Garbe, T.: Senkung der Emissionen eines PKW mit direkt einspritzenden Dieselmotor durch Verwendung von Kraftstoffen mit abgestimmtem Siede- und Zündverhalten. Dissertation, Fachbereich Chemie der Universität in Hannover, 2002
- [15] Gärtner, U.: Die Simulation der Stickoxid-Bildung in Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. Darmstadt: Dissertation, 2001

- [16] Gatellier, B.; Gessier, B.; Genoist, J.; Ranini, A.: Neue Technologien zur Erfüllung der Abgasnorm Euro 5. MTZ Jg. 66 06/2005, 2005
- [17] Groenendijk, A.: Gemischbildung und Verbrennungssteuerung bei homogener und teilhomogener Dieselerbrennung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina in Braunschweig, 2003
- [18] Haas, S.: Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselerbrennverfahren. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Universität in Stuttgart, 2007
- [19] Herr, A.: Technische Universität Kaiserslautern: Thermische Zersetzung von Festharnstoff für mobile SCR Katalysatoranwendungen. Kaiserslautern. Dissertation, 2004
- [20] Hertzberg, A.: Betriebsstrategien für einen Ottomotor mit Direkteinspritzung und NO_x-Speicher-Katalysator. Dissertation. Karlsruhe, 2001
- [21] Hoffmann, K.: Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreifen. 1. Auflage, Darmstadt: Drach Verlag, 1987
- [22] Hohlbaum, B.: Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren. Dissertation. Karlsruhe, 1992
- [23] Jeschke, J.: Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motor-managements für PKW-Dieselmotoren. Dissertation der Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität in Magdeburg, 2002
- [24] Joos, F.: Technische Verbrennung. Heidelberg: Springer, 2006
- [25] Karl, J.: Hrsg.: Oldenbourg: Dezentrale Energiesysteme. München, 2006
- [26] Kind, W.; Jacob, E.; Müller, W.: Hrsg.: MTZ 61/01: NO_x-Verminderung bei Dieselmotoren, 2001
- [27] Lange, W.; Krumm, H.; Reders, K.: Hrsg.: Deutsche Shell AG: Dieselkraftstoff-Lexikon. Hamburg, 1990
- [28] Lavoie, G. A.; Heywood, J. B.; Keck, J. C.: Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. Combustion Scitech, 1970
- [29] Mase, Y.; Kawashima, J. I.; Sato, T.; Eguchi, M.: Nissan's new multivalve DI diesel engine series. SAE Paper 981039, 1998
- [31] Mayer, A.; 82 Mitautoren: Minimierung der Partikelemissionen von Verbrennungsmotoren. Essen: Expert Verlag; Hauser der Technik, 2004
- [32] Menzel, F.; Seidel, T.; Schmidt, W.; Pape, J.; Stiegler, L.: Hrsg.: MTZ 03/2006: Einzylindermotor als Werkzeug zur Entwicklung neuer Brennverfahren. Wiesbaden: Vieweg Verlag, Seiten 168-173, 2006
- [33] Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: Verbrennungsmotoren. 3. Auflage, Wiesbaden: Teubner Verlag, 2006

- [34] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren. 3. Auflage, Berlin: Springer Verlag, 2007
- [35] Mork, A.: Untersuchung der Rußentstehung und Oxidation in Abhängigkeit rückgeführter Abgase im Brennraum eines Dieselmotors unter Zuhilfenahme der Globalen-Lichtwellenleiter-Messtechnik. Wilhelmshaven: Diplomarbeit, Fachhochschule OOW, Institut für Energie-, Verfahrens- und Umwelttechnik, 2005
- [36] N. N.: Hrsg.: Shell International Gas Limited: Update of a Life Cycle Approach to Assess the Environmental Inputs and Outputs, and Associated Environmental Impacts, of Production and Use of Distillates from a Complex Refinery and SMDS Route. Final Technical Report, 2003
- [37] Ohmstede G.; Alberti P.; Kapitzka L.; Lange F.; Schmerbeck S.: Hrsg.: Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik Baden-Baden: Untersuchung von Eigenschaften alternativer Kraftstoffe für die dieselmotorische Verbrennung. Baden-Baden, 2008
- [38] Pischinger S.: Hrsg.: RWTH Aachen: Verbrennungskraftmaschinen. Vorlesungsumdruck, Aachen, 2007
- [39] Pischinger, R.: Hrsg.: TU Graz: Die Umweltrelevanz des Dieselmotors, 2002
- [40] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 2. Auflage, Wien: Springer Verlag, 2002
- [41] Pischinger, S.: Vorlesungsumdruck Verbrennungskraftmaschinen. 26. Auflage, Aachen: RWTH Aachen, 2007
- [42] Pischinger, S et al.: Hrsg.: 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik: Reduktionspotential für Ruß und Kohlenmonoxid zur Vermeidung des CO₂-Emissionsanstiegs bei modernen Pkw-DI-Dieselmotoren mit flexibler Hochdruckeinspritzung. Aachen, 2004
- [43] Pischinger, S.; Schinzler, J.; Wiatalla, A.; Scholz, V.: Hrsg.: MTZ 64 03: Untersuchung zum Einsatz eines NO_x-Speicherkatalysators im PKW-Dieselmotor, 2003
- [44] Robert Bosch GmbH: Dieselmotor-Management. 4. Auflage, Plochingen: Vieweg Verlag, 2004
- [44] Rohr, F.: Hrsg.: MTZ 69 03: Dauerhaltbarkeit von NO_x-Nachbehandlungssystemen für Dieselmotoren, 2008
- [45] Schmerbeck, S.: Phänomene dieselbasierter hybrider Brennverfahren. Dissertation, Magdeburg, 2008
- [46] Schmitt, F.: Hrsg.: VDI Forschungsberichte, R. 12 Nr. 359: Numerische Simulation der Bildung und Reduktion von Stickstoffoxiden in unterschiedlichen Anwendungsfällen, 1998
- [47] Seyfried, F.: Hrsg.: RENEW: Renewable Fuels for Powertrains. Wolfsburg / Ganderkesee: European project, supported under the European Commission's 6th Framework Programm, 2008

- [48] SFB224: Motorische Verbrennung, Abschlussbericht des Sonderforschungsbe-
reiches 224. Aachen: RWTH Aachen, 2001
- [49] Speight J.: Hrsg.: Marcel Dekker, Inc.: The Chemistry and Technology of Petro-
leum. New York, 1999
- [50] Steiger, W.; Kohnen, C.: Hrsg.: 27. Internationales Wiener Motorensymposium:
Neue Brennverfahren auf Basis einer neuen Kraftstoffspezifikation, 2006
- [51] Steiger, W.; Schumacher, V.; Kohnen, C.: Hrsg.: 25. Internationales Wiener
Motorensymposium: Potenziale synthetischer Kraftstoffe im CCS Brennverfah-
ren, 2004
- [52] Steiger, W.; Stolte, U.; Scholz, I.; Schmerbeck, S.: Hrsg.: MTZ: Das CCS-
Brennverfahren von Volkswagen. Wiesbaden, 2008
- [53] Steiger, W.; Warnecke, W.; Lois, J.: Potenziale des Zusammenwirkens von
modernen Kraftstoffen und künftigen Antriebskonzepten. ATZ 105, 2003
- [54] Stein, J.; Dürnholz, M.; Wirbeleit, F.; Kopp, C.; Benz, C.: Homogene Dieseler-
verbrennung zur Darstellung niedrigster Emissionen. 13. Aachener Kolloquium
Fahrzeug- und Motorentchnik, 2004
- [55] Strey, R.: Hrsg.: Universität zu Köln: Diesel mit Wasser mischen.
<http://strey.pc.uni-koeln.de/>, 2004
- [56] Takeda, Y.; Keiichi, N.: Emission Characteristic of Premixed Lean Diesel Com-
bustion with Extremely Early Staged Fuel Injection. SAE Paper 961163, 1996
- [57] van Basshysen, R.; Schäfer, F. (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor –
Grundlagen, Komponenten, Perspektiven, Systeme. Braunschweig: Vieweg,
2005
- [58] Vanhaelst, R.: Optische und thermodynamische Methoden zur Untersuchung
der teilhomogenen Dieselerverbrennung. Dissertation, Magdeburg, 2002
- [59] Waldmann H.; Seidel G. H.: Hrsg.: Gustav Goldbeck: Kraft- und Schmierstoffe.
Sonderdruck Aral. Bochum, 1979
- [60] Warnatz, J.; Mass, U.; Dibble, R. W.: Verbrennung - physikalisch chemische
Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentste-
hung. Springer, 1996
- [61] Weißbäck, M.; Csato, J.; Glensvig, M.; Sams, T.; Herzog, P.: Alternative
Brennverfahren – Ein Ansatz für den zukünftigen Pkw Dieselmotor. MTZ 64,
2003
- [62] Wenzel, S.: Modellierung der Ruß- und NO_x-Emissionen des Dieselmotors.
Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität in Magdeburg, 2006
- [63] Weißlau, M.; Bargende, M.; Haas, S.; Boulochos, K.; Barroso, G.; Escher, A.:
Homogene Dieselerverbrennung – Verfahren zur Emissionsreduzierung, Teil 1:
Untersuchungen am Pkw-Dieselmotor. MTZ 65, 2004
- [64] West B. H.; Sluder C. S.: NO_x Adsorber Performance in a Light-Duty Diesel
Vehicle. SAE Paper 2000-01-2912, Baltimore, 2000

-
- [65] Robert Bosch GmbH: Krafffahrtechnisches Taschenbuch. 23. Auflage, Stuttgart: Vieweg Verlag, 1999
- [66] Zeldovich, Y. A.: The oxidation of nitrogen in combustion and explosions. Acta physicochim URSS 21; Vol. 21, 1946
- [67] Zillmer, M.: Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung. Dissertation, TU Braunschweig, 1998

8 Anhang

A.1 Daten und Abbildungen zum Versuchsträger

Tab. 8.1: Technische Daten des Versuchsträger

Antrieb Nockenwelle	Zahnriemen
Arbeitsverfahren	Viertakt-Diesel
Bauart	Reihenmotor
Bohrung	d=81 mm
Einspritzsystem	CR-System, CRI 3.0
Hochdruckpumpe	Bosch CP 4.1
Hub	s=95.5 mm
Hubraum	$V_h=492 \text{ cm}^3$
Injektor	Piezoventil, 8 Löcher, $Q_{\text{Hydraulisch}}=925 \text{ cm}^3/\text{min}/100\text{bar}$, Sackloch, CRI 3.0
max. Drehzahl	4500 min^{-1}
max. Zylinderdruckanstieg	20 bar/°KW
max. Einspritzdruck	2000 bar
max. Zylinderdruck	200 bar
Motorfamilie	VW EA 188 (2.0 TDI)
Motormanagement	Bosch EDC 16
Ventile	2 Einlass- und 1 Auslassventil
Verdichtungsverhältnis	$\varepsilon=16.5$
Zylinderzahl	1 (Zylinder 1-3 entfernt)

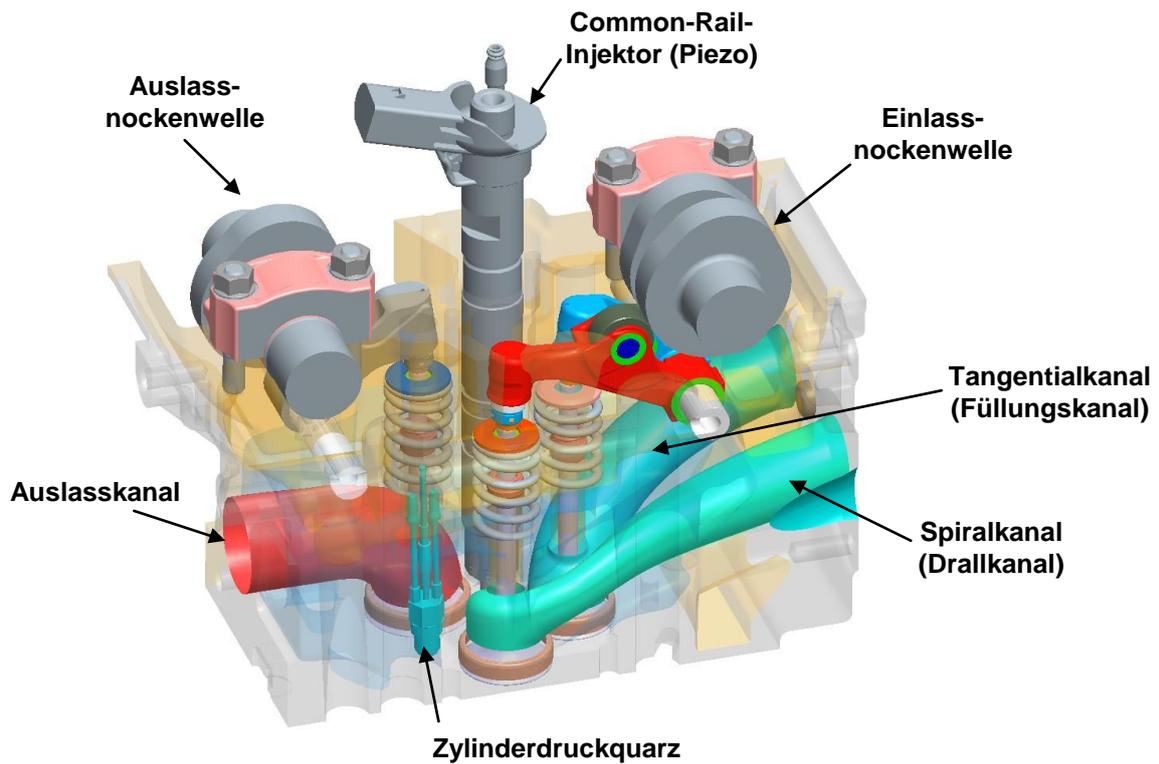


Abb. 8.1: 3-Diminsionale CAD Ansicht des Zylinderkopfes (Ausschnitt)

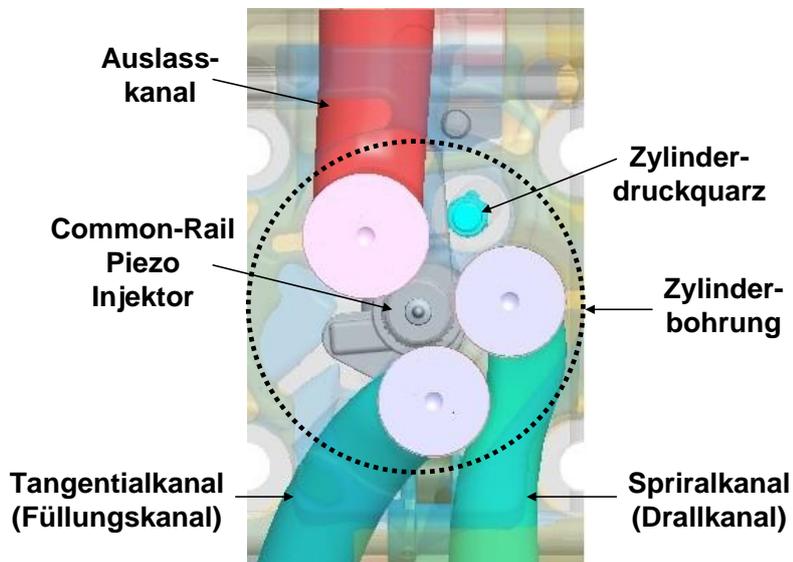


Abb. 8.2: 3-Dimensionale CAD Ansicht des Zylinderkopfes (Ausschnitt, Sicht von unten)



Abb. 8.3: 3-Dimensionale CAD Ansicht des Kolbens (Schnitt)

A.2 Verwendete Messtechnik

Tab. 8.2: Verwendete Messtechnik

Messgröße	Messprinzip	Hersteller / Typ / Absoluter Fehler
Ansaug-, Abgasdruck (Niederdruckindizierung)	piezoresistiv	Kistler / 4075 A5V / $\leq 0.5\%$
CO, CO ₂	Nicht-Dispersive-Infrarot-Absorptionsanalyse (NDIR)	ABB / Uras 14 / $\leq 2\%$
Drehzahl	Winkelmarkengeber inkremental	Hübner Inkremental Encoder / POG 9 / kein Fehler
Drucksensoren (Quasi Stationäre Drücke)	Dünnfilm-Dehnungsmessstreifen	GEMS / PTX 610 / $\leq 0.5\%$
FSN	Papierschwärzungsmethode	AVL / AVL 415S / $\leq 6\%$
HC	Flammenionisationsdetektor (FID)	ABB / Multi FID / $\leq 2\%$
Kraftstoffverbrauch	Kraftstoffwaage	AVL / AVL 733S / $\leq 0.12\%$
Kurbelwinkel	Winkelmarkengeber inkremental	AVL / AVL 364 / kein Fehler
Luftmassenmessung	Heißfilm-Anemometer	ABB / P 14241-7962634 / $\leq 1\%$
Luftvolumenmessung	Drehkolbengaszähler	Aerzener Maschinenfabrik GmbH / Ze 039.1 / $\leq 0.4\%$
NO, NO _x	Chemolumineszenz-Analysator	ABB / Limas 11 / $\leq 2\%$
O ₂	Paramagnetischer Sauerstoffanalysator	ABB / Magnus 16 / $\leq 2\%$
Temperaturmessung	Thermoelemente	PT100 / Nickel-Chrom / Nickel / 1.5°C
Zylinderdruck (Hochdruckindizierung)	piezoelektrisch	Kistler / 6041 AQ05 / $\leq 0.5\%$

A.3 Messplan zur Fehlerrechnung

Tab. 8.3: Messplan zur Fehlerrechnung

	Drehzahl [min ⁻¹]	indizierter Mitteldruck [bar]	Verbrennungsschwerpunkt [°KW n. OT]	Raildruck [bar]	Abgasdruck [mbar]	Ladedruck [mbar]	Ansaugtemperatur [°C]	Lambda [-]
Lastpunkt 1	2000	9.0	10	1300	1600	1600	40	1.6
Lastpunkt 2	3000	9.2	10	1600	1700	1700	40	2.0

A.4 Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.1: Alternative Kraftstoffe

Tab. 8.4: Theoretischer und gemessener Kraftstoffverbrauchs- bzw. CO₂-Vorteil bezogen auf Diesel als Basis

		Diesel	Kerosin	Naphtha	n-Heptan	n-H. / iso-O.	n-H. / iso-O.
H _u	[MJ/kg]	42.88	43.47	44.80	44.40	44.45	44.48
Theoretischer Kraftstoffverbrauchsvorteil durch den H _u (gravimetrisch)	[%]	Basis	1.4	4.2	3.4	3.5	3.6
Gemessener Kraftstoffverbrauchsvorteil (gravimetrisch)	[%]	Basis	Ø 2.0	Ø 6.5	Ø 4.2	Ø 4.2	Ø 4.3
Kohlenstoffmasse	[%]	86.8	85.2	84.46	83.91	83.96	83.99
Theoretischer CO ₂ -Vorteil durch den Kohlenstoffanteil	[%]	Basis	1.8	2.6	3.3	3.2	3.2
Theoretischer CO ₂ -Vorteil durch den H _u und den Kohlenstoffanteil	[%]	Basis	3.2	6.2	6.7	6.7	6.8
Gemessener CO ₂ -Vorteil	[%]	Basis	Ø 3.3	Ø 9.0	Ø 7.3	Ø 7.7	Ø 7.3

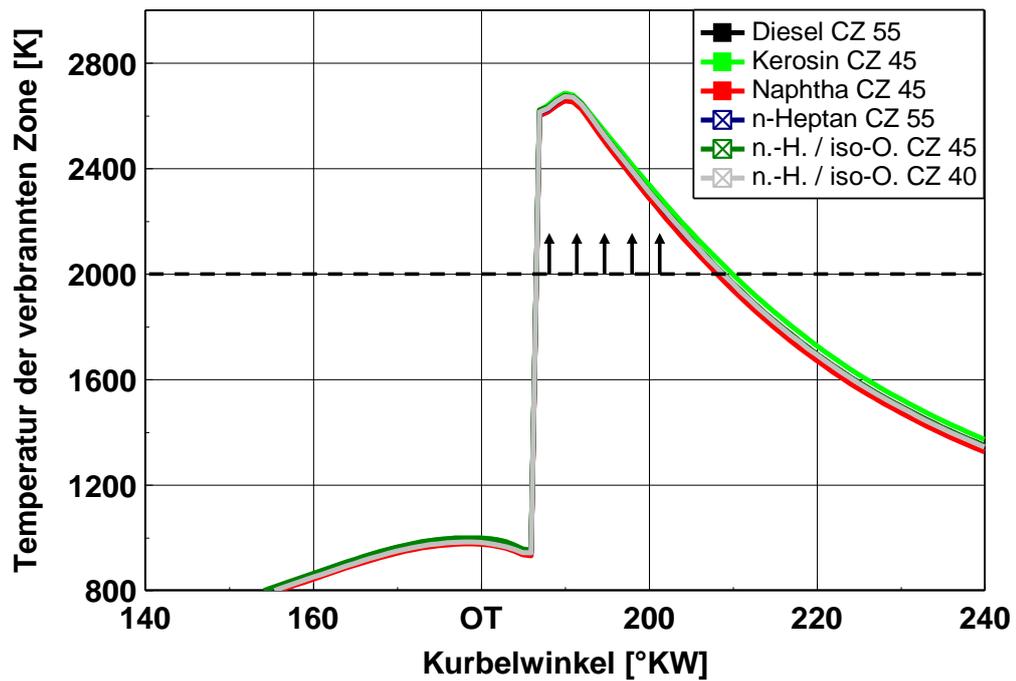


Abb. 8.4: Temperatur in der verbrannten Zone in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel für $\lambda=2.0$ bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage

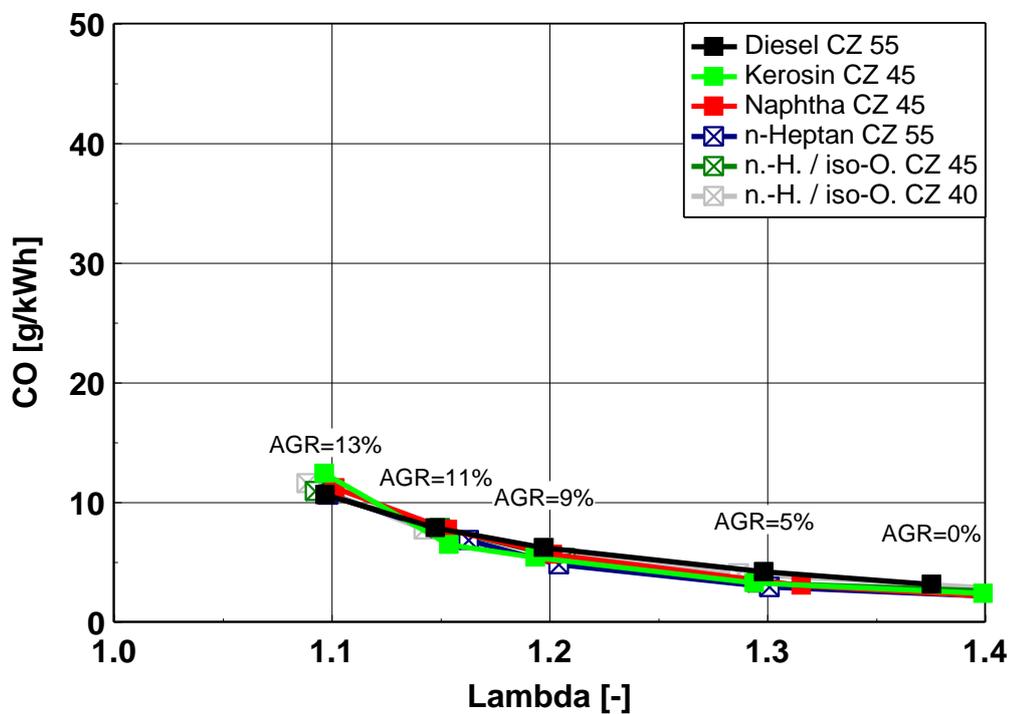


Abb. 8.5: Spezifische CO-Emissionen und AGR-Rate in Abhängigkeit vom Lambda bei 18.4 bar indiziertem Mitteldruck, 3000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

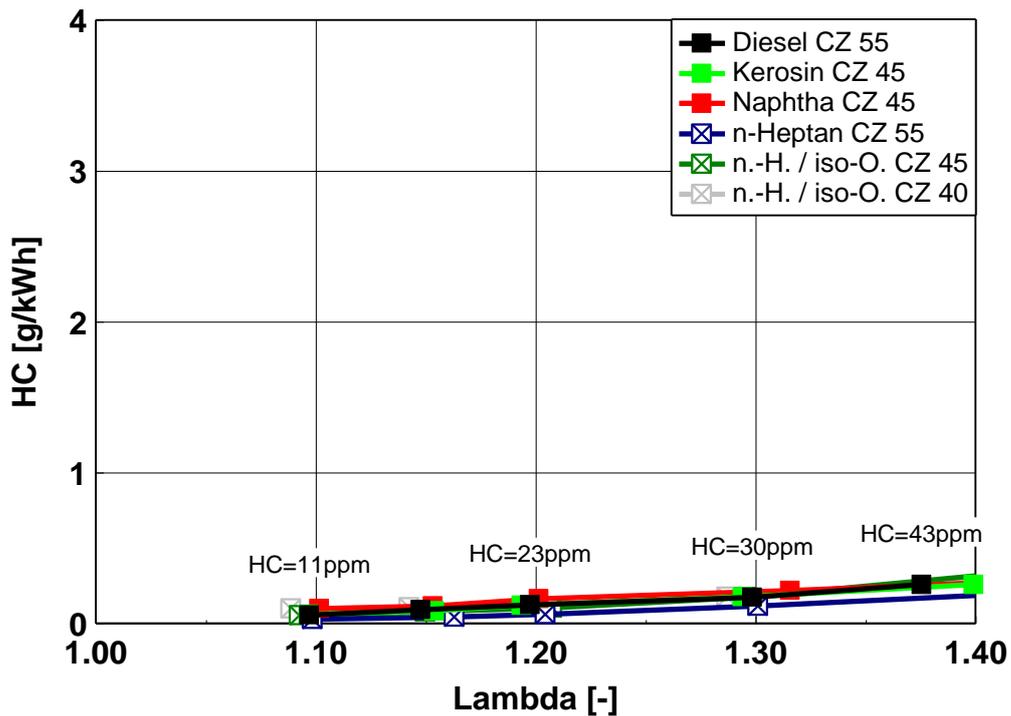


Abb. 8.6: Spezifische HC-Emissionen in Abhängigkeit vom Lambda bei 18.4 bar indiziertem Mitteldruck, 3000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

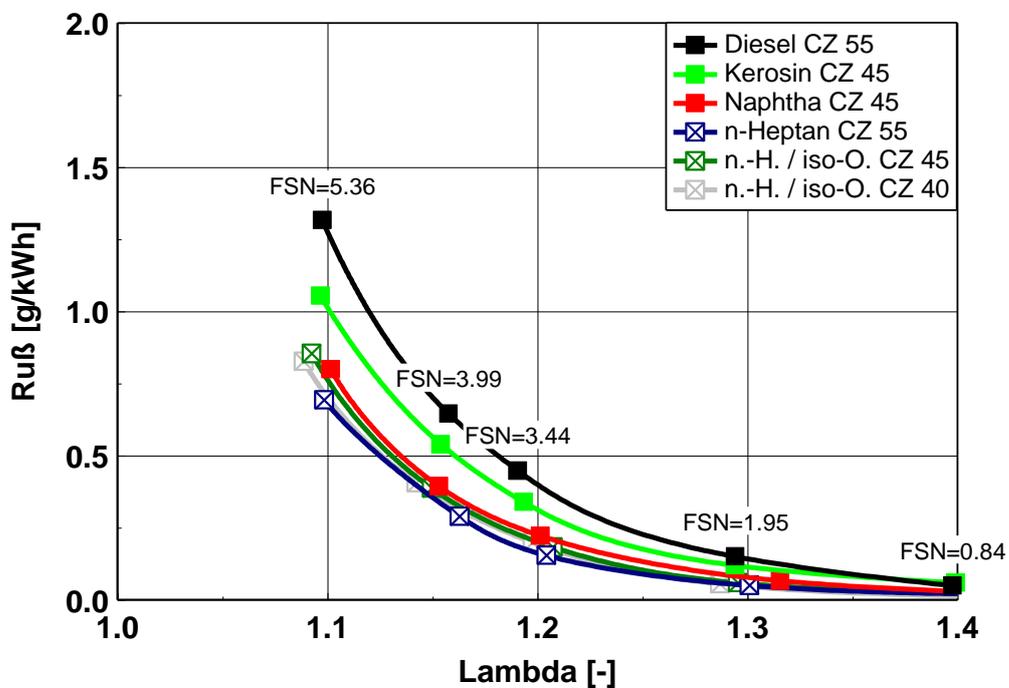


Abb. 8.7: Spezifische Rußemissionen in Abhängigkeit vom Lambda bei 18.4 bar indiziertem Mitteldruck, 3000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

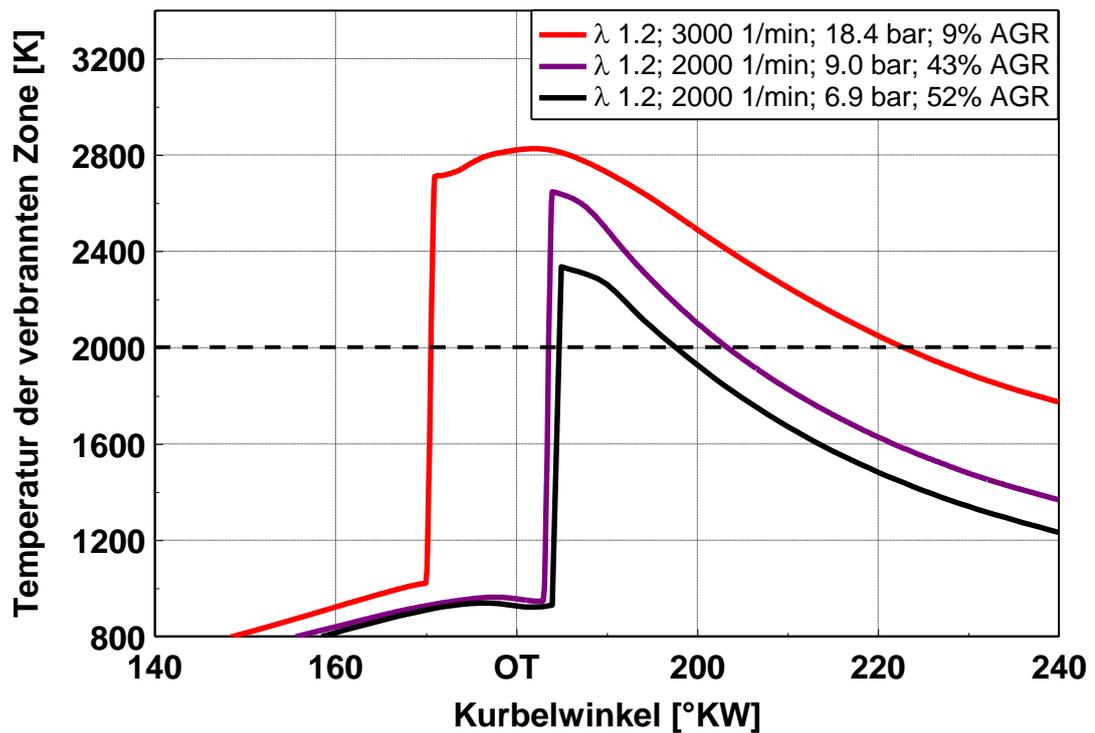


Abb. 8.8: Temperatur in der verbrannten Zone in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel für verschiedene Lastpunkte bei $\lambda=1.2$ und einer Schwerpunktlage von 10°KW n. OT für Diesel

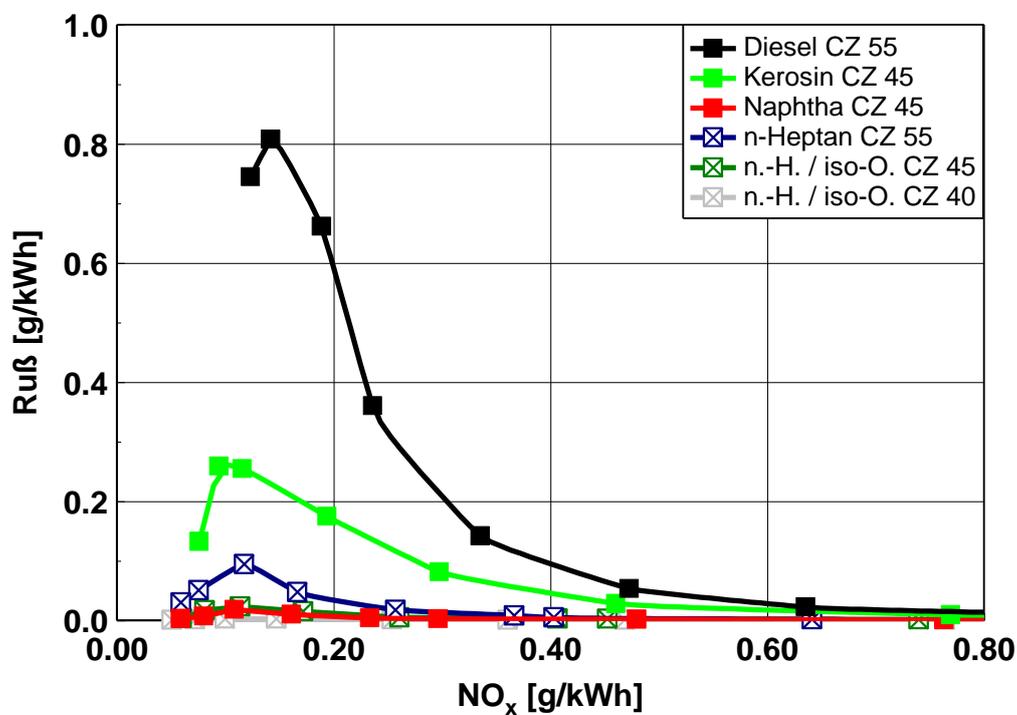


Abb. 8.9: Spezifische Rußemissionen in Abhängigkeit von NO_x bei 6.9 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage für unterschiedliche Kraftstoffe

A.5 Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.2: Teilhomogener Betrieb

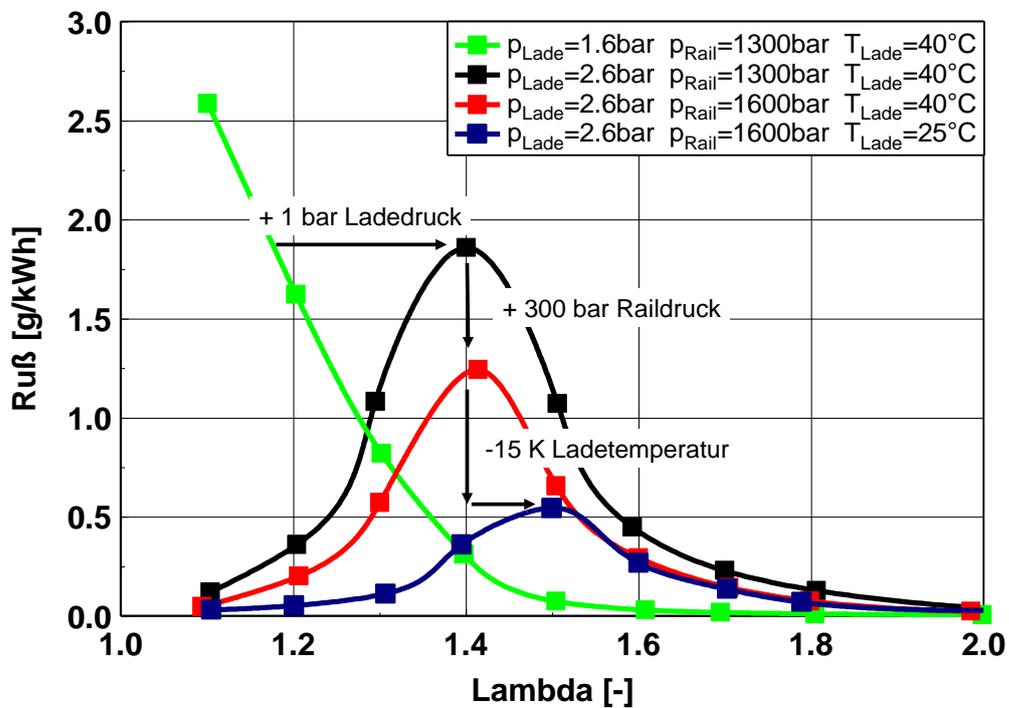


Abb. 8.10: Spezifische Rußemissionen in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Diesel

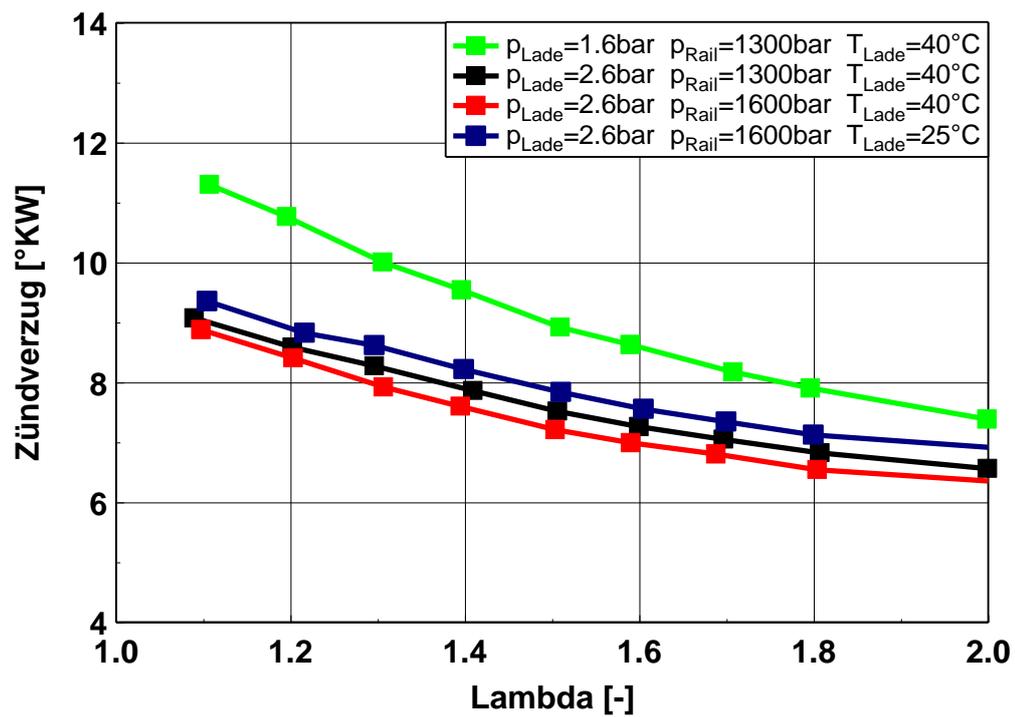


Abb. 8.11: Zünderverzug in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

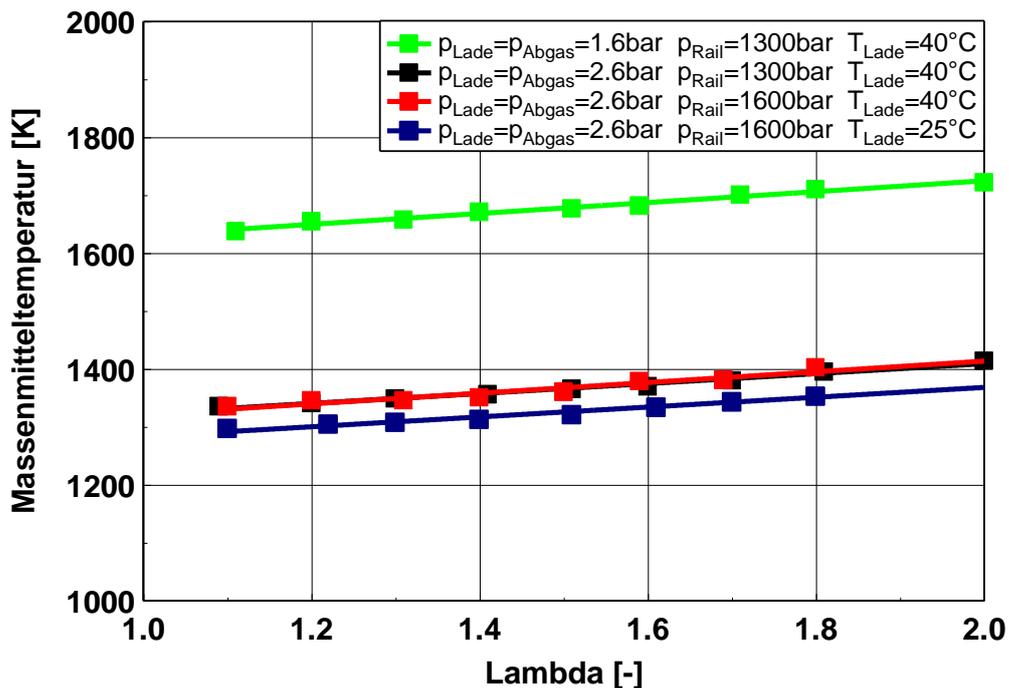


Abb. 8.12: Mittlere Gastemperatur (Maximum) in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

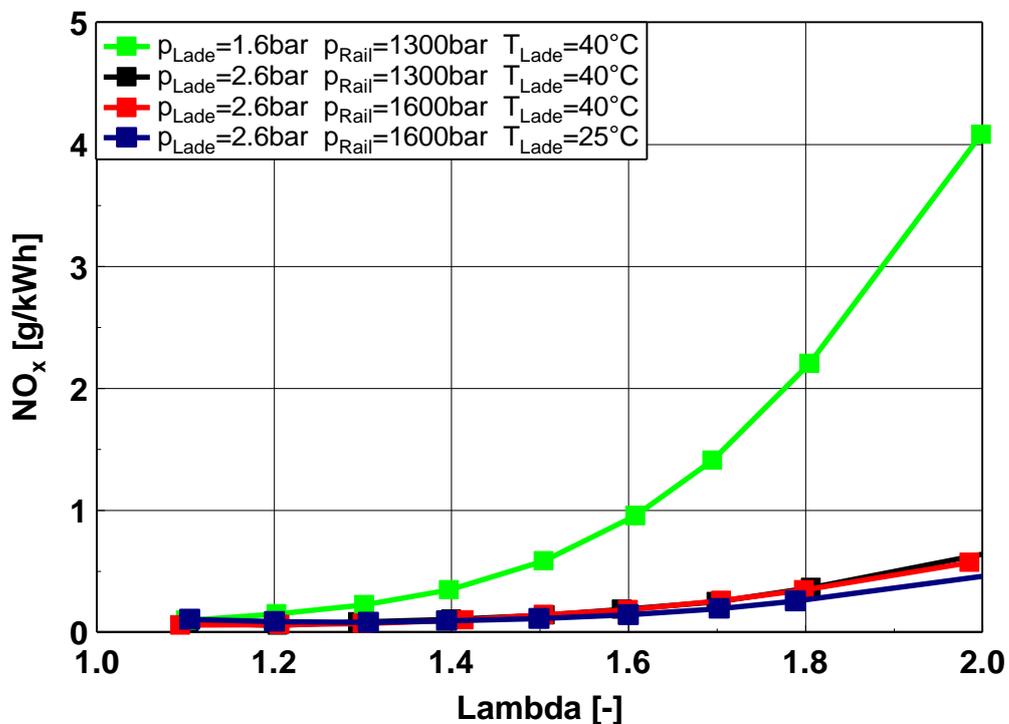


Abb. 8.13: Spezifische NO_x -Emissionen in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Diesel

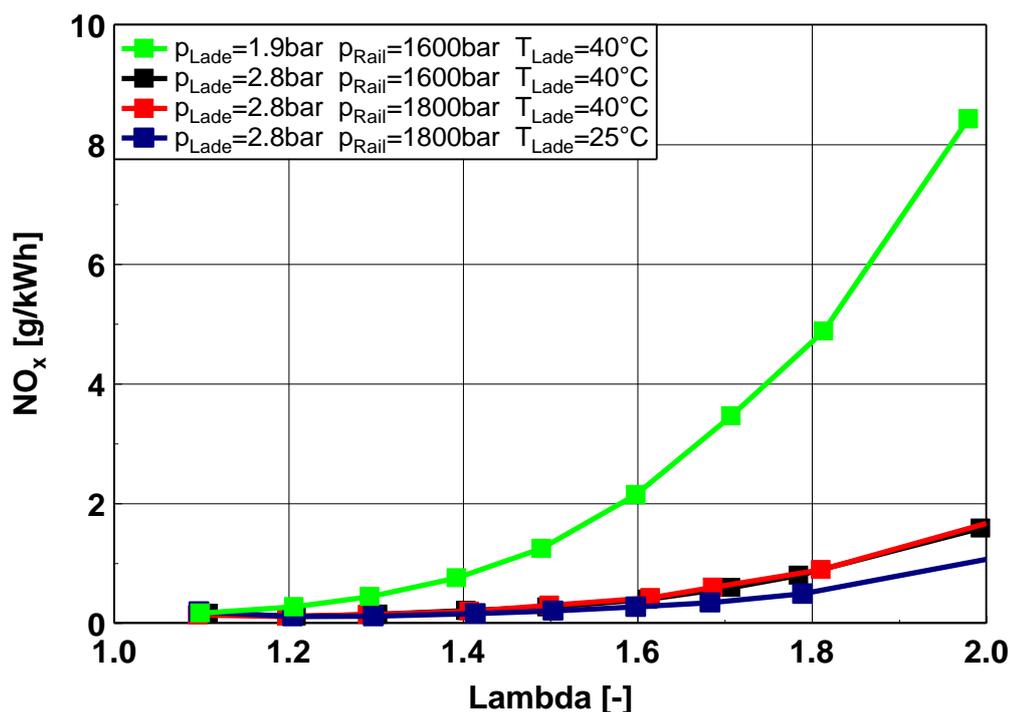


Abb. 8.14: Spezifische NO_x-Emissionen in Abhängigkeit vom Lambda bei 12.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

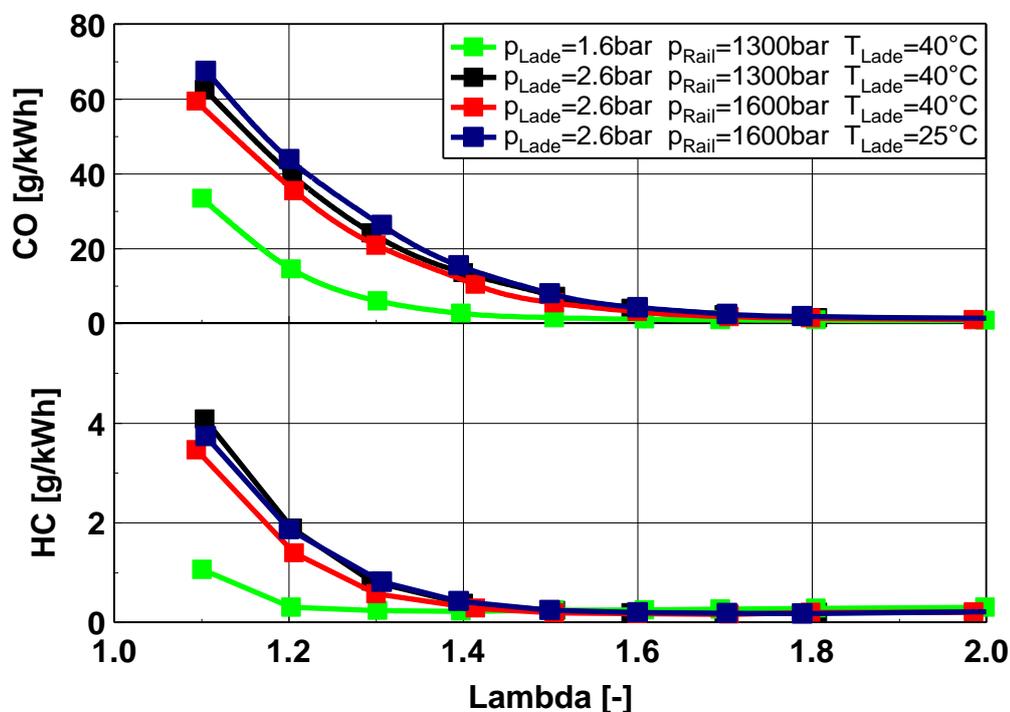


Abb. 8.15: Spezifische Emissionen (HC und CO) in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Diesel

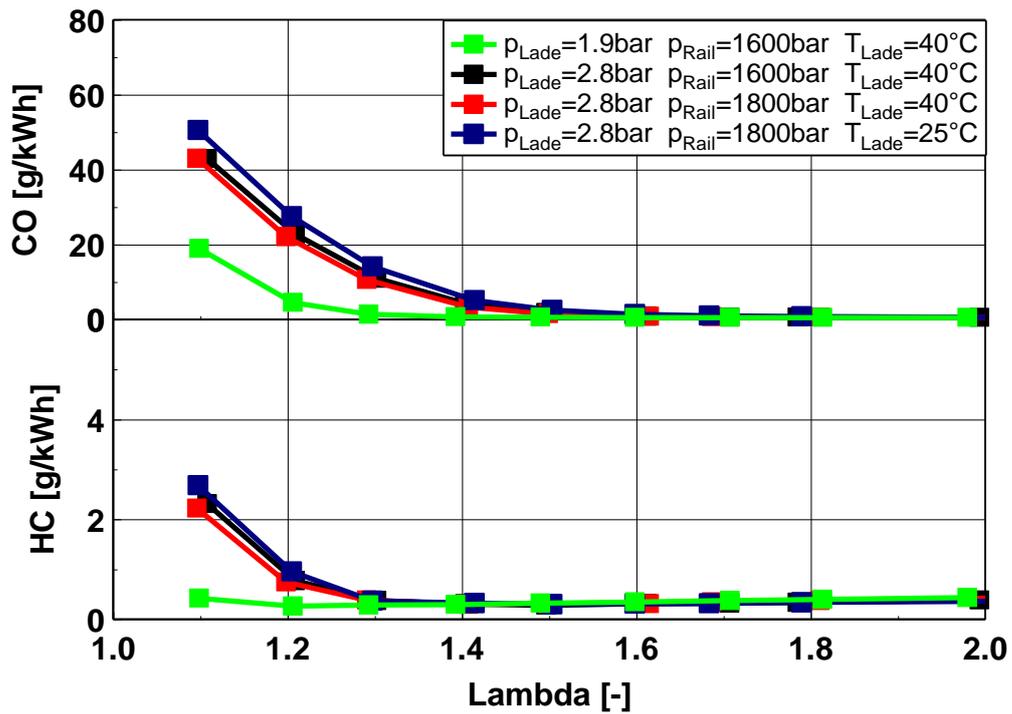


Abb. 8.16: Spezifische Emissionen (HC und CO) in Abhängigkeit vom Lambda bei 12.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min⁻¹ und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

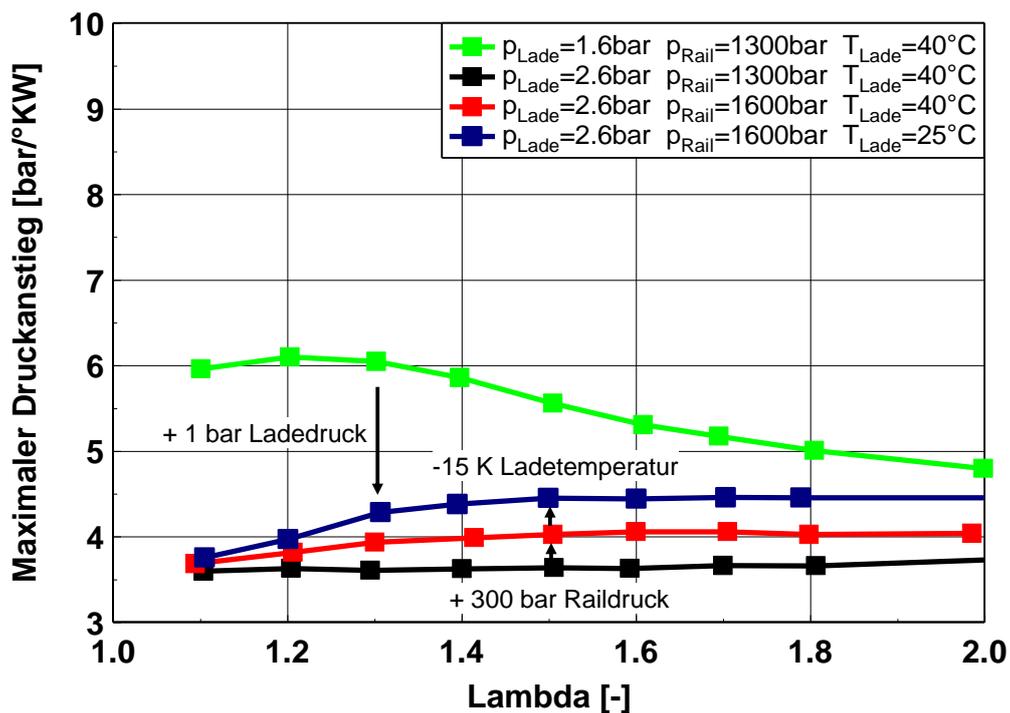


Abb. 8.17: Maximaler Zylinderdruckanstieg in Abhängigkeit vom Lambda bei 9.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Diesel

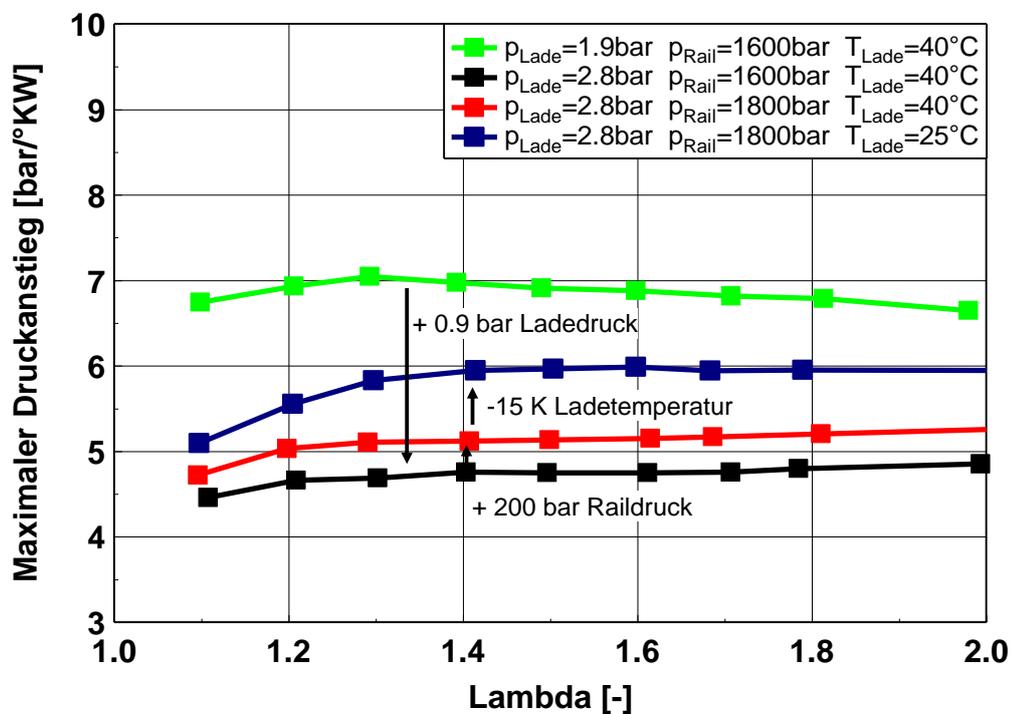


Abb. 8.18: Maximaler Zylinderdruckanstieg in Abhängigkeit vom Lambda bei 12.0 bar indiziertem Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage mit unterschiedlichen Betriebsweisen, Kraftstoff: Naphtha

A.6 Ergänzende Abbildungen zu Kapitel 4.3: Stöchiometrischer Betrieb

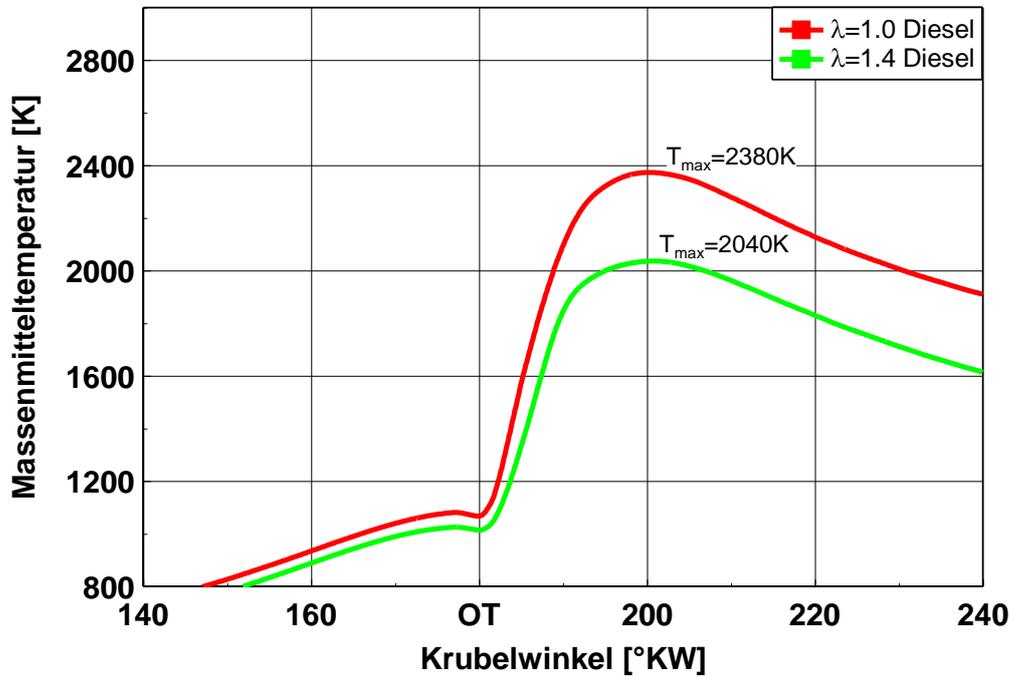


Abb. 8.19: Mittlere Gastemperatur in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel

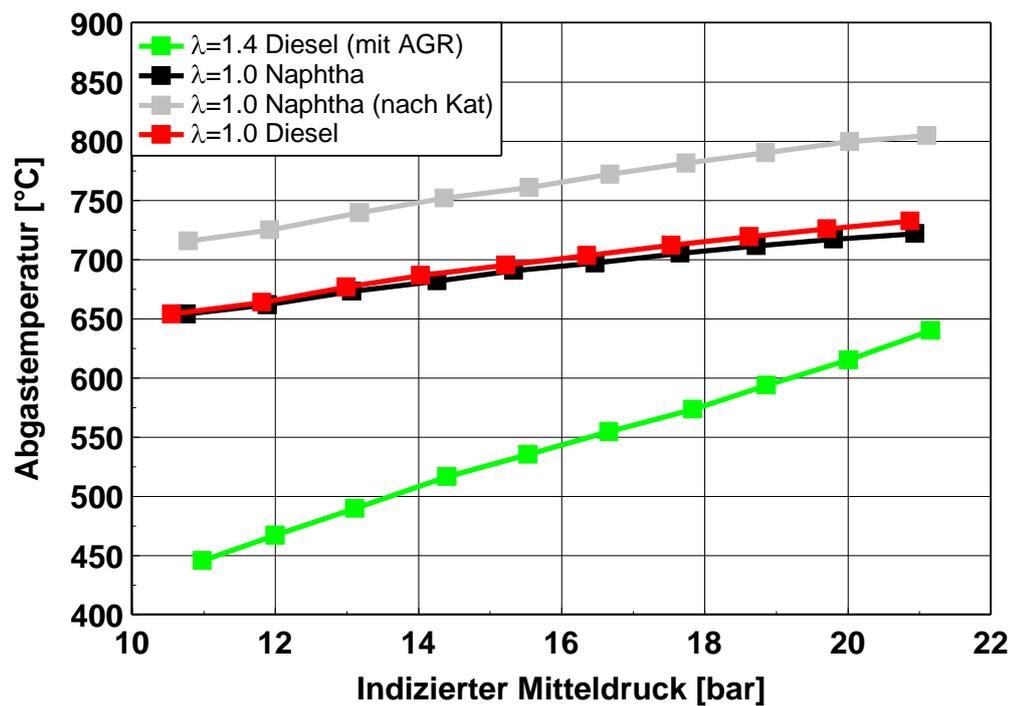


Abb. 8.20: Abgastemperatur in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel und Naphtha

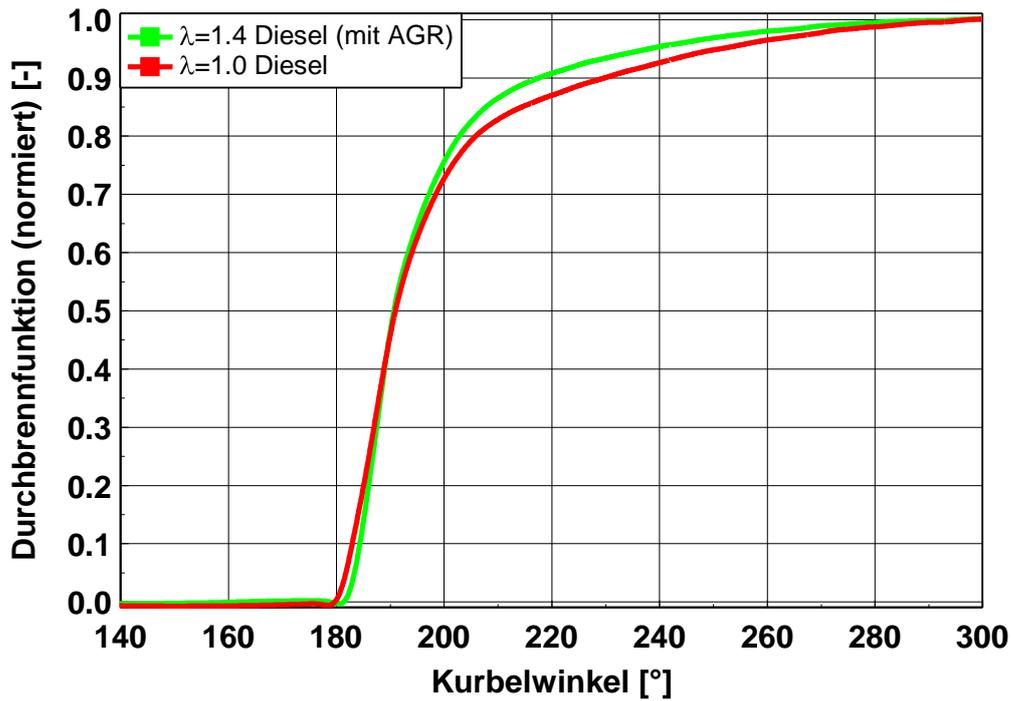


Abb. 8.21: Durchbrennfunktion in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, für die konventionelle Betriebsweise mit $\lambda=1.4$ und für die stöchiometrische Betriebsweise mit $\lambda=1$, Kraftstoff: Diesel

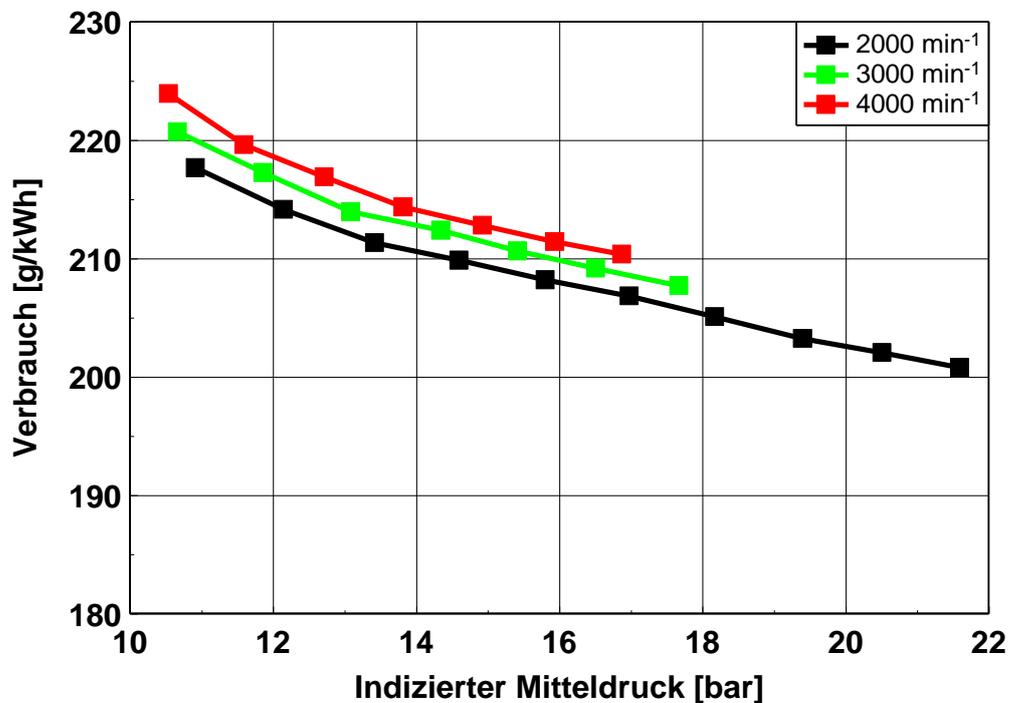


Abb. 8.22: Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom indiziertem Mitteldruck für verschiedene Drehzahlen, 10°KW n. OT Schwerpunktlage, $\lambda=1$, Kraftstoff: Naphtha

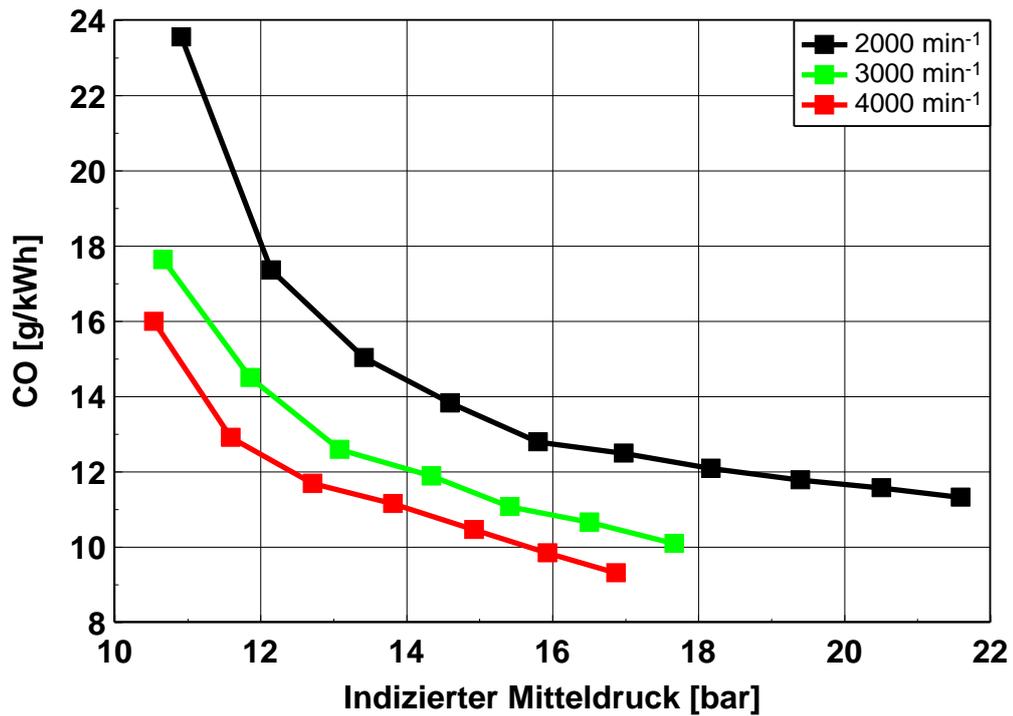


Abb. 8.23: Spezifische CO-Emissionen in Abhängigkeit vom indizierten Mitteldruck für verschiedene Drehzahlen, 10°KW n. OT Schwerpunktlage, $\lambda=1$, Kraftstoff: Naphtha

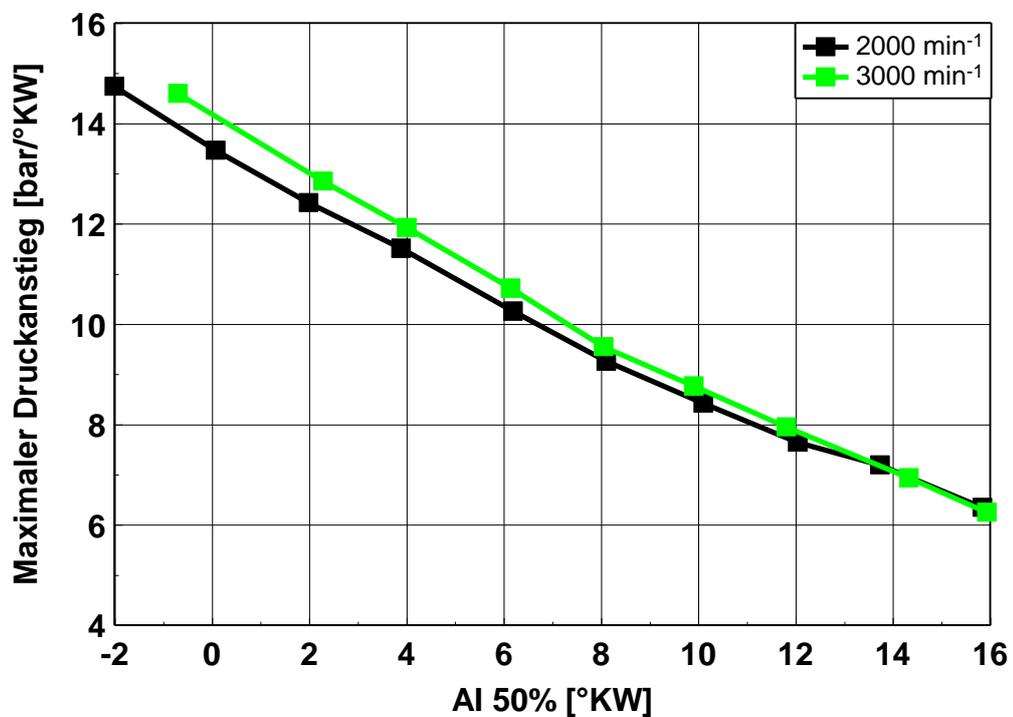


Abb. 8.24: Maximaler Zylinderdruckanstieg in Abhängigkeit von der Verbrennungsschwerpunktlage, 2000 und 3000 min⁻¹, $\lambda=1$, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Kraftstoff: Naphtha

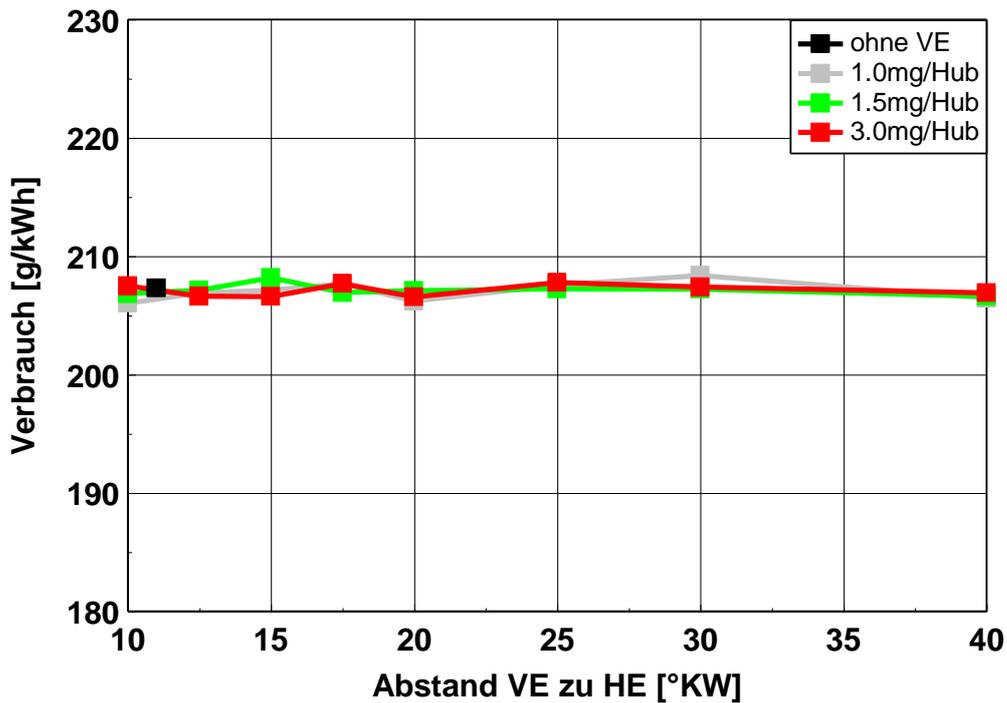


Abb. 8.25: Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Abstand der Voreinspritzung zur Haupteinspritzung, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, $\lambda=1$, 15.5 bar indizierter Mitteldruck, Kraftstoff: Naphtha

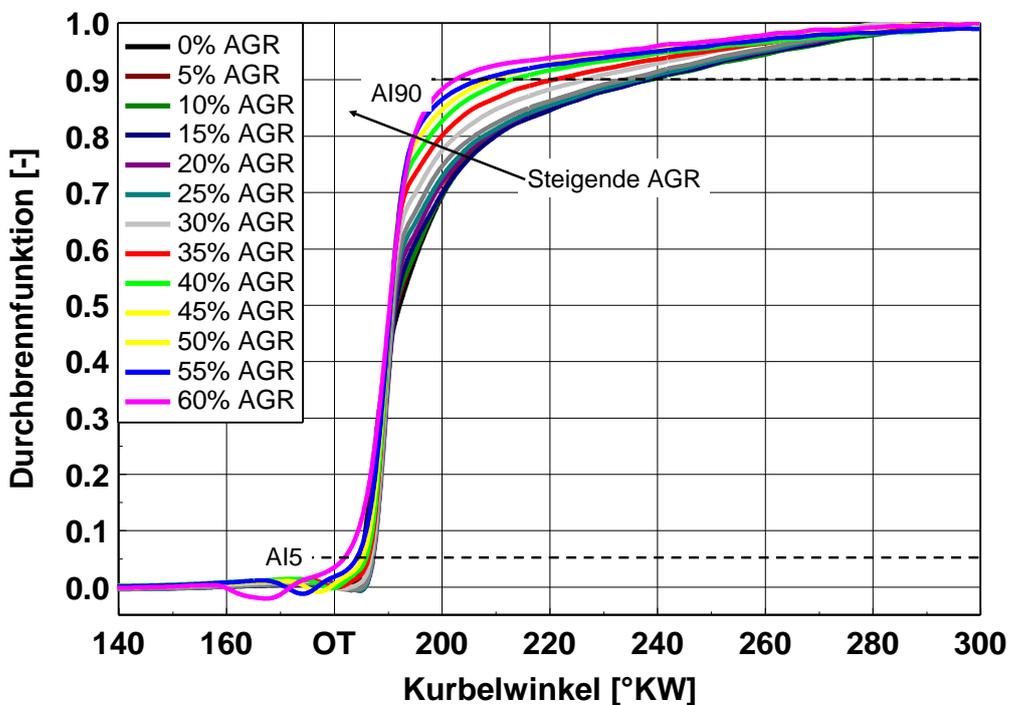


Abb. 8.26: Durchbrennfunktion in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel, Variation der Last durch AGR: 5...11 bar indizierter Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, Abgasdruck=Ladedruck=1100 mbar, $\lambda=1$, Kraftstoff: Naphtha

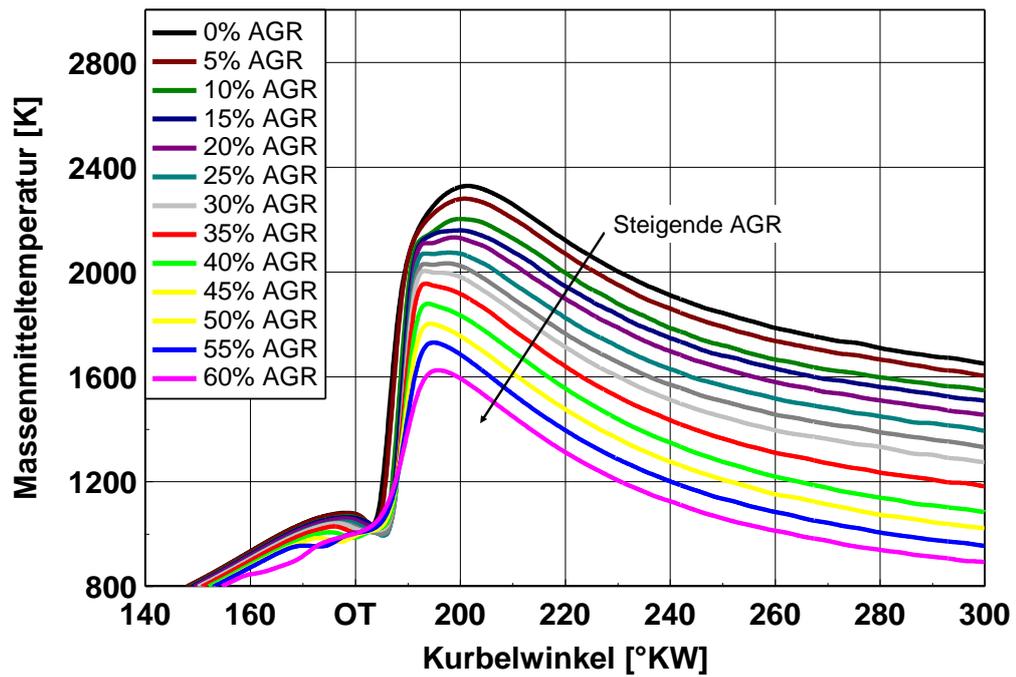


Abb. 8.27: Mittlere Gastemperatur in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel, Variation der Last durch AGR: 5...11 bar indizierter Mitteldruck, 2000 min^{-1} und 10°KW n. OT Schwerpunktlage, Abgasdruck=Ladedruck=1100 mbar, $\lambda=1$, Kraftstoff: Naphtha

Lebenslauf

Persönliche Angaben

Name: Aiko Mork
Geburtstag: 22. April 1980
Geburtsort: Aurich
Nationalität: deutsch
Familienstand: verheiratet

Studium

08/2001 - 07/2005 Maschinenbau im Praxisverbund an der Fachhochschule Wilhelmshaven mit der TÜV Nord AG als Ausbildungspartner

Berufstätigkeit

07/2005 - 09/2005 Mitarbeiter der TÜV Nord AG, Hannover
10/2005 - 02/2006 Mitarbeiter des Ingenieurbüros C. L. Gerhartl, Wolfsburg
03/2006 - 09/2008 Doktorand in der Konzernforschung Antriebe der Volkswagen AG, Wolfsburg
seit 10/2008 Mitarbeiter in der Konzernforschung Antriebe der Volkswagen AG, Wolfsburg

Erreichte Abschlüsse

08/2000 Abitur, Gymnasium Ulricianum Aurich
01/2004 Kraftfahrzeugmechaniker, Handwerkskammer Aurich
06/2005 Dipl.-Ing. (FH) Maschinenbau, FH Wilhelmshaven